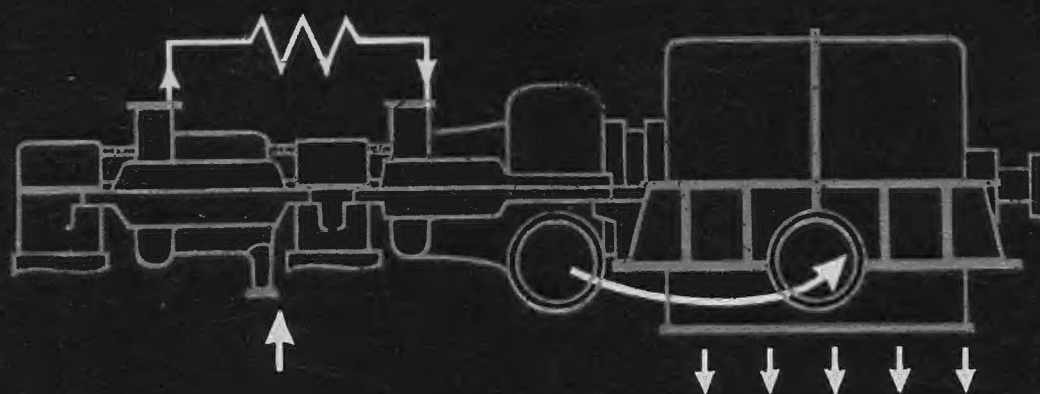


VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

ТУРБИНЫ

ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ



Учебник для вузов



ТУРБИНЫ ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

Под редакцией А.Г.Костюка, В.В.Фролова

*Издание второе,
переработанное и дополненное*

Допущено Министерством образования Российской Федерации в качестве учебника для студентов вузов, обучающихся по специальности "Тепловые электрические станции"



Москва

Издательство МЭИ

2001

УДК [621.1.65 + 621.438](0,75.8)

ББК 31.363

Т 86

Рецензенты: кафедра «Турбины и двигатели» Уральского государственного технического университета (зав. кафедрой докт. техн. наук, проф. Ю.М. Бродов); директор Всероссийского теплотехнического института (ВТИ) докт. техн. наук, проф. Г.Г. Ольховский

Турбины тепловых и атомных электрических станций:

Т 86 Учебник для вузов. — 2-е изд., перераб. и доп. / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний; Под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. — М.: Издательство МЭИ, 2001. — 488 с. ил.

ISBN 5-7046-0844-2

Изложены основы теплового процесса паровых и газовых турбин, рассмотрены методики выбора конструкции и теплового расчета. Приведены различные типы турбин, охарактеризованы особенности их эксплуатации в стационарных и переходных режимах. Описаны системы регулирования и маслоснабжения, а также конденсационные установки. 1-е издание (1985 г.) вышло в Энергоатомиздате под названием «Паровые и газовые турбины».

Для студентов вузов, обучающихся по специальности «Тепловые электрические станции». Представляет интерес также для эксплуатационного и ремонтного персонала электростанций.

УДК [621.1.65 + 621.438](0,75.8)

ББК 31.363

Учебное издание

*КОСТЮК Аскольд Глебович, ФРОЛОВ Василий Васильевич,
БУЛКИН Анатолий Ефремович, ТРУХНИЙ Алексей Данилович*

ТУРБИНЫ ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

Учебник для вузов

Редактор *Н.Н. Сошникова*

Художники *Н.П. Антонов, Е.М. Апраксин, А.Ю. Землеруб*

Технический редактор *З.Н. Ратникова*

Корректоры *В.В. Сомова, Е.П. Севостьянова*

Компьютерная верстка *Беспаловой О.А.*

ЛР № 020528 от 05.06.97

Подписано в печать с оригинала-макета 23.07.2001

Бумага офсетная

Усл. печ. л. 51,2

Тираж 1000 экз.

Гарнитура «Таймс»

Усл. кр.-отт. 51,2

Заказ 803 т

Формат 84×108 1/16

Печать офсетная

Уч.-изд. л. 41,4

С-010

Издательство МЭИ, 111250, Москва, Красноказарменная ул. 14.

Типография НИИ «Геодезия», г. Красноармейск, ул. Центральная, д. 16.

ISBN 5-7046-0844-2

© Авторы, 2001

Предисловие	6	3.4. Пример расчета двухвенечной ступени	105
Основные обозначения, индексы и сокращения.	7	3.5. Ступени с длинными лопатками.	109
Глава первая. Тепловые циклы паротурбинных установок	9	3.6. Конструктивное выполнение сопловых и рабочих лопаток	114
1.1. Краткий обзор развития паротурбостроения	9	Глава четвертая. Многоступенчатые паровые турбины	122
1.2. Основные узлы и конструкция паровой турбины.	11	4.1. Тепловой процесс в многоступенчатой паровой турбине.	122
1.3. Термодинамический цикл теплосиловой установки	14	4.2. Коэффициент возврата теплоты	124
1.4. Влияние параметров пара на КПД идеального цикла	17	4.3. Конструкция уплотнений	126
1.5. Комбинированная выработка теплоты и электрической энергии	21	4.4. Эрозия деталей паровых турбин	129
1.6. Промежуточный перегрев пара.	23	4.5. Сепарация влаги в турбине	131
1.7. Регенеративный подогрев питательной воды.	25	4.6. Осевые усилия, действующие на ротор турбины.	135
1.8. Принципиальные тепловые схемы современных паротурбинных установок	28	Глава пятая. Расчет проточной части многоступенчатых турбин.	138
1.9. Тепловые схемы турбинных установок АЭС .	33	5.1. Основы выбора конструкции проточной части многоступенчатых турбин	138
1.10. Классификация турбин.	36	5.2. Предельная мощность однопоточной конденсационной турбины	141
Глава вторая. Преобразование энергии в турбинной ступени.	39	5.3. Приближенная оценка процесса течения пара в проточной части турбины.	144
2.1. Основные уравнения для потока сжимаемой жидкости	39	5.4. Оценка диаметров, числа ступеней и распределение теплоперепадов по ступеням турбины.	147
2.2. Основные характеристики и параметры потоков в каналах.	42	5.5. Особенности детального расчета проточной части турбины	151
2.3. Преобразование энергии в турбинной ступени	48	5.6. Особенности влажно-паровых турбин АЭС .	153
2.4. Относительный лопаточный КПД ступени ..	54	5.7. Пример теплового расчета конденсационной паровой турбины	155
2.5. Двухвенечная ступень	58	Глава шестая. Работа турбины при переменном режиме.	169
2.6. Радиальные и радиально-осевые ступени ..	62	6.1. Работа ступени при нерасчетном режиме ...	169
2.7. Геометрические и газодинамические характеристики решеток турбинных ступеней.	65	6.2. Распределение давлений и тепловых перепадов по ступеням турбины при переменном расходе пара	174
2.8. Турбинные решетки при переменном режиме работы. Расширение в косом срезе решетки ..	75	6.3. Тепловой процесс турбины при переменном расходе пара и различных способах парораспределения	178
Глава третья. Определение размеров турбинных ступеней. Внутренний относительный КПД	81	6.4. Выбор системы парораспределения	188
3.1. Определение размеров сопловых и рабочих лопаток для одновенечных и двухвенечных ступеней	81	6.5. Регулирование мощности турбины способом скользящего давления	191
3.2. Внутренний относительный КПД ступени. Дополнительные потери	89		
3.3. Пример расчета одновенечной ступени	102		

6.6. Влияние отклонения начальных параметров пара и температуры промежуточного перегрева на мощность турбины.	193	10.2. Противоаварийное маслоснабжение подшипников	265
6.7. Влияние конечного давления пара на мощность турбины.	197	10.3. Повышение пожарной безопасности турбин	267
Глава седьмая. Турбины для комбинированной выработки теплоты и электрической энергии	201	10.4. Маслоснабжение системы регулирования ..	268
7.1. Турбины с противодавлением	201	10.5. Централизованная система смазки паротурбинной установки	270
7.2. Турбины с промежуточным регулируемым отбором пара	201	Глава одиннадцатая. Конструкции паровых турбин	273
7.3. Турбины с противодавлением и регулируемым отбором пара	203	11.1. Устройство паровой турбины	273
7.4. Турбины с двумя регулируемыми отборами пара	204	11.2. Конструкции мощных конденсационных турбин для ТЭС	323
7.5. Турбины с двумя отопительными отборами пара	205	11.3. Конструкции мощных теплофикационных турбин	338
7.6. Применение встроенных пучков в конденсаторах теплофикационных турбин	206	11.4. Конструкции мощных турбин для АЭС	353
7.7. Диаграммы режимов	207	Глава двенадцатая. Схемы и циклы газотурбинных установок	367
Глава восьмая. Конденсационные установки паровых турбин	213	12.1. Общие сведения	367
8.1. Принципиальная схема конденсационной установки. Устройство конденсатора	213	12.2. Цикл простой газотурбинной установки ...	371
8.2. Тепловые процессы в конденсаторе	214	12.3. Цикл газотурбинной установки с регенерацией теплоты.	373
8.3. Тепловой баланс конденсатора	217	12.4. Влияние температур T_a , T_c и КПД агрегатов на характеристики газотурбинной установки	376
8.4. Тепловой расчет конденсатора	218	12.5. Влияние сопротивления газового и воздушного трактов	378
8.5. Конструкции конденсаторов	219	12.6. Влияние механических потерь и утечек в уплотнениях на КПД газотурбинной установки	380
8.6. Воздухоотсасывающие устройства	231	12.7. ГТУ с промежуточным подводом теплоты и промежуточным охлаждением воздуха ...	380
8.7. Воздушная и гидравлическая плотности конденсатора.	232	12.8. Расчет тепловой схемы простой ГТУ	383
8.8. Основы эксплуатации конденсационных установок	234	12.9. Примеры расчета тепловой схемы простой ГТУ	387
Глава девятая. Регулирование паровых турбин	238	12.10. Влияние начальной температуры газа на характеристики газотурбинных установок.	388
9.1. Паровая турбина как объект регулирования	238	12.11. Высокотемпературные газотурбинные установки.	391
9.2. Принципиальные схемы регулирования частоты вращения конденсационных паровых турбин	239	Глава тринадцатая. Конструкции и области применения ГТУ	397
9.3. Механизм управления турбиной.	242	13.1. Особенности газовых турбин	397
9.4. Статическое и астатическое регулирование ..	243	13.2. Конструкции основных деталей газовых турбин	398
9.5. Параллельная работа турбогенераторов	244	13.3. Способы охлаждения элементов ГТУ	404
9.6. Регулирование турбин с промежуточным перегревом пара	246	13.4. Камера сгорания	408
9.7. Регулирование теплофикационных турбин ..	255	13.5. Теплообменные аппараты	411
9.8. Система защиты турбины	258		
Глава десятая. Системы маслоснабжения турбин	263		
10.1. Единая система маслоснабжения.	263		

13.6. Компрессоры	415	14.3. Обслуживание турбины или турбинной установки при нормальной работе	442
13.7. Пусковые и переменные режимы работы, системы управления ГТУ	418	14.4. Пуск турбины из холодного состояния	446
13.8. Газотурбинные установки на тепловых электростанциях	421	14.5. Особенности пуска теплофикационных турбин	461
Глава четырнадцатая. Основы эксплуатации турбин и паротурбинных установок	440	14.6. Особенности пуска турбоустановок с противодавлением	467
14.1. Основные принципы рациональной эксплуата- ции турбинных установок	440	14.7. Особенности пуска турбин АЭС	468
14.2. Режимы эксплуатации турбинных установок	441	14.8. Остановка турбины и ее пуск из горячего и неостывшего состояний	472
		Список литературы	482
		Предметный указатель	484

ПРЕДИСЛОВИЕ

В предлагаемом вниманию читателей учебнике «Турбины тепловых и атомных электрических станций» для студентов вузов, обучающихся по специальности 100500 (Тепловые электрические станции), излагаются теория и расчет тепловых процессов, переменных режимов работы турбин, описываются конструкции, автоматическое регулирование и маслоснабжение турбин, конструкции и расчет конденсаторов, являющихся элементом паротурбинной установки, рассматривается эксплуатация турбин, установленных на тепловых и атомных электрических станциях (ТЭС и АЭС). Две главы посвящены особенностям газовых турбин и газотурбинных установок, а также парогазовых установок (ПГУ).

Основой для создания учебника послужили известные книги, освещающие перечисленные вопросы: учебники «Паровые и газовые турбины» под редакцией А.Г. Костюка и В.В. Фролова, «Паровые турбины» А.В. Щегляева, учебные пособия «Газотурбинные установки» А.Г. Костюка и А.Н. Шерстюка, «Регулирование паровых турбин» А.В. Щегляева и С.Г. Смелъницкого, «Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин» Г.С. Жирицкого и В.А. Стрункина, «Конденсационные установки» И.Н. Кирсанова, «Эксплуатация паротурбинных установок» Б.Э. Капеловича, которые рекомендовались в качестве учебной литературы. Авторы поставили перед собой цель создать учебник, в котором при традиционном подходе к освещению основных вопросов в ранее изданных книгах и привлечении новых достижений в области турбостроения и эксплуатации турбин ТЭС и АЭС на основе лекций, читаемых для студентов специальности 100500 в Московском энергетическом институте, будет изложен необходимый учебный материал в доступной и удобной форме и в сравнительно небольшом объеме.

Современные паровые и газовые турбины являются основным двигателем тепловых и атомных

электростанций, значение которых для энергетики определяется все возрастающими потребностями страны в электроэнергии. Паровые турбины позволяют осуществлять совместную выработку электрической энергии и теплоты, что повышает степень полезного использования теплоты органического и ядерного топлива. Газотурбинные и парогазовые установки обеспечивают высокую маневренность электростанций для покрытия пиковой части суточного графика электрической нагрузки в энергосистеме и высокий КПД (ПГУ).

Авторы стремились учесть все современные требования, предъявляемые к турбинному оборудованию ТЭС и АЭС в связи с увеличением единичной мощности блоков, усложнением их конструкции, повышением экономичности и надежности турбинных установок.

В создании учебника приняли участие преподаватели МЭИ В.В. Фролов (гл. 1—7), А.Д. Трухний (гл. 8, 11, 14), А.Е. Булкин (гл. 9, 10) и А.Г. Костюк (гл. 12, 13).

При написании учебника частично были использованы материалы книги «Паровые и газовые турбины», 1985 г. издания авторов Г.В. Арсеньева, М.А. Трубилова, В.А. Ценева, которые в подготовке настоящего учебника участия не принимали.

Перед редакторами этой книги стояли задачи не только отбора и распределения материала по разделам курса и обеспечения взаимосвязи всего материала, но и максимально возможной унификации терминологии, обозначений и т.п.

При пользовании учебником читатели, вероятно, обнаружат недостатки, о которых авторы просят сообщить им.

Замечания и отзывы направлять по адресу: 111250, Москва, Красноказарменная 14, Издательство МЭИ.

ОБОЗНАЧЕНИЯ ВЕЛИЧИН

a	— скорость звука, м/с;
b	— хорда профиля, м, мм;
c	— абсолютная скорость, м/с; удельная теплоемкость, Дж/(кг · К);
c_{ϕ}	— фиктивная скорость, определяемая по изэнтропийному теплоперепаду ступени от параметров торможения, м/с;
d	— диаметр, м, мм; удельный массовый расход пара, кг/Дж, кг/кДж, кг/(кВт · ч);
e	— степень парцальности;
E	— модуль упругости, МПа, Па;
f	— частота колебаний, с ⁻¹ , Гц;
F	— площадь, м ² , см ² ;
G	— массовый расход, кг/с, т/ч;
H	— теплоперепад ступени, турбины, отсека ступеней, Дж/кг, кДж/кг;
h	— энтальпия, Дж/кг, кДж/кг;
Δh	— потери энергии в ступени, Дж/кг, кДж/кг;
ΔH	— потери энергии турбины, отсека ступеней, ступени, решетки, Дж/кг, кДж/кг;
k	— показатель изэнтропийный, коэффициент;
M	— число Маха;
L	— работа, кДж/кг;
l	— высота лопатки, м, мм;
n	— частота вращения, с ⁻¹ ;
Nu	— число Нуссельта;
O	— размер горла канала решетки, м, мм;
p	— давление, Па, кПа, МПа;
N	— мощность, Вт, кВт, МВт;
q	— удельный расход теплоты, Дж/Дж, кДж/кДж, кДж/(кВт · ч);
Q	— количество теплоты, Вт, кВт, МВт, ГВт;
r	— радиус, м, мм;
R	— усилие, Н; газовая постоянная, Дж/(кг · К);
Re	— число Рейнольдса;
s	— энтропия, Дж/(кг · К), кДж/(кг · К); расстояние, мм;
t	— температура, °С; шаг решетки, мм;
T	— температура, К;
u	— окружная скорость, м/с;
v	— удельный объем, м ³ /кг;
w	— скорость в относительном движении, м/с;
W	— расход воды, м ³ /ч, кг/с;
x	— сухость пара; отношение скоростей;

y	— влажность;
α	— угол направления абсолютной скорости, град; доля отбираемого пара; коэффициент теплоотдачи, Вт/(м ² · К);
β	— угол направления относительной скорости, град;
γ	— угол в меридиональной плоскости, град;
δ	— угол отклонения потока, град; зазор, мм; разность; степень неравномерности регулирования;
ε	— отношение давления; относительная деформация;
ζ	— коэффициент потерь, отнесенный к решетке;
η	— КПД;
θ	— отношение среднего диаметра к высоте лопатки в кольцевой решетке;
λ	— безразмерная относительная скорость; теплопроводность, Вт/(м · К);
μ	— коэффициент расхода;
ξ	— коэффициент потерь, отнесенный к ступени;
ρ	— степень реактивности; плотность среды, материала, кг/м ³ ;
τ	— время, с, мин, ч; касательное напряжение, Па, МПа;
ϕ	— коэффициент скорости для сопловых решеток;
ψ	— коэффициент скорости для рабочих решеток;
ω	— угловая скорость;
Ω	— кольцевая площадь ступени, м ² .

ИНДЕКСЫ

авт	— автомобильный;
бр	— брутто;
вл	— влага;
в.с	— выходная скорость;
ву	— влагоудаление;
вых	— выходной;
дин	— динамический;
доп	— дополнительный;
изг	— изгибный;
к	— конденсации, корневой, конечный;
кр	— кромочный, критический;
ном	— номинальный;
о.в	— обратная вода;
о.е	— относительный эффективный;
о.к	— располагаемый компрессора;
о.л	— относительный лопаточный;
о.т	— располагаемый турбины;
о.и	— относительный внутренний;
отб	— отбор;

ох.в — охлаждающая вода;
 о.э — относительный электрический;
 п — промышленный; периферия;
 п.в — питательная вода;
 пп — промежуточный перегрев;
 п.п — перегретый пар;
 пр — профильный;
 пр.в — прямой воды;
 пред — предельный;
 р — рабочих лопаток; регенеративный;
 разд — раздельное;
 раст — растяжения;
 р.с — регулирующая ступень;
 с — сопловая решетка;
 сеп — сепаратор;
 с.н — собственные нужды;
 с.н.п — сухой насыщенный пар;
 ср — средний;
 ст — ступень;
 т — теплофикационный, тепловой, текучесть, топливо, турбина;
 ф — фиктивный;
 х.х — холостого хода;
 э — электрический, эквивалентный, эффективный;
 э.г — электрический генератор;
 а — осевой;
 е — эффективный;
 р — давление;
 s — насыщение;
 t — термический, теоретический;
 i — внутренний;
 и — окружной;
 0 — начальный, расчетный; номинальный.

СОКРАЩЕНИЯ

АЭС — атомная электростанция;
 БРУ — быстродействующая редуцирующая установка;
 ВТИ — Всероссийский теплотехнический институт;
 ГТУ — газотурбинная установка;
 КПД — коэффициент полезного действия;
 КТЗ — открытое акционерное общество «Калужский турбинный завод»;
 ЛМЗ — акционерное общество открытого типа «Ленинградский металлический завод»;
 МЭИ — Московский энергетический институт (технический университет);
 НЗЛ — акционерное общество открытого типа «Невский завод»;
 ПВД — подогреватель высокого давления;
 ПГУ — парогазовая установка;
 ПНД — подогреватель низкого давления;
 ПТУ — паротурбинная установка;
 СКД — сверхкритическое давление;
 СПП — сепаратор-пароперегреватель;
 ТМЗ — акционерное общество «Турбомоторный завод»;
 ТЭС — тепловая электростанция;
 ТЭЦ — теплоэлектроцентраль;
 ХПИ — Харьковский политехнический институт;
 ХТЗ — открытое акционерное общество «Турбоатом»;
 ЦВД — цилиндр высокого давления;
 ЦКТИ — акционерное общество открытого типа «Научно-производственное объединение по исследованию энергетического оборудования им. И. И. Ползунова»;
 ЦНД — цилиндр низкого давления;
 ЦСД — цилиндр среднего давления;
 ЧВД — часть высокого давления;
 ЧНД — часть низкого давления;
 ЧСД — часть среднего давления.

ТЕПЛОВЫЕ ЦИКЛЫ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

1.1. КРАТКИЙ ОБЗОР РАЗВИТИЯ
ПАРОТУРБОСТРОЕНИЯ

Первый прототип аксиальной одноступенчатой активной турбины с расширяющимися соплами (рис. 1.1) был предложен в 1883 г. шведским инженером Густавом Лавалем. В этой турбине расширение пара происходило только в сопловой решетке одной ступени от начального до конечного давления, что обуславливало очень высокие скорости истечения пара из сопловых каналов. Поскольку для наивыгоднейшего использования кинетической энергии струи пара окружная скорость рабочих лопаток (как будет показано в гл. 2) должна быть примерно в 2 раза меньше абсолютной скорости истечения пара из со-

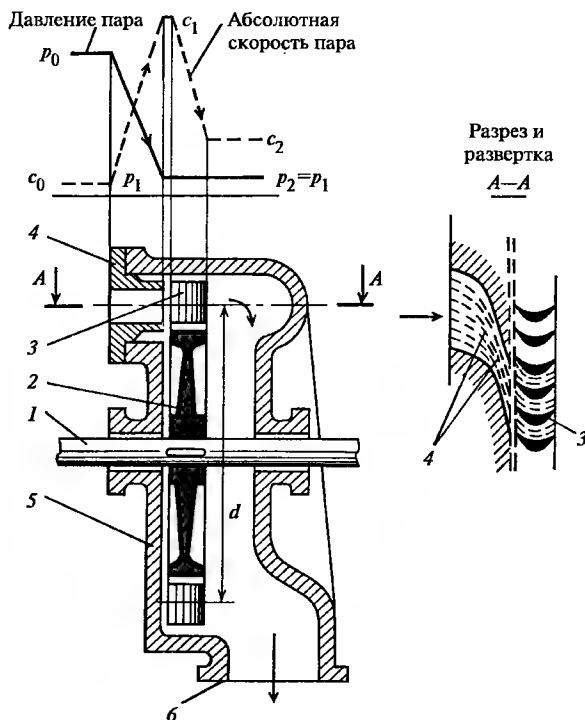


Рис. 1.1. Схематический разрез одноступенчатой активной турбины:

1 — вал; 2 — диск; 3 — рабочие лопатки; 4 — сопловая решетка; 5 — корпус; 6 — выпускной патрубок

пла, турбины Лавала должны были иметь чрезмерно большую окружную скорость, а следовательно, и большую частоту вращения. Так, самые малые из турбин Лавала (диаметр диска 100 мм, мощность около 2,5 кВт) имели частоту вращения 500 с^{-1} . Мощность наибольшей из построенных Лавалем турбин не превышала 500 кВт. К тому же эти турбины имели очень низкий КПД.

В 1884 г. английский инженер Чарльз Парсонс предложил многоступенчатую реактивную турбину, расширение пара в которой происходило не в одной, а в ряде следующих друг за другом ступеней, причем не только в сопловых (неподвижных), но и в рабочих (вращающихся) решетках (рис. 1.2), благодаря чему стала возможна работа машины со значительно меньшими, чем в турбине Лавала, скоростями пара на выходе из сопловых решеток и соответственно с меньшими окружными скоростями рабочих лопаток.

В конце XIX в. в связи с развитием электрических машин и широким внедрением электроэнергии развитие паротурбостроения пошло быстрыми темпами. Первые паровые турбины в России начали выпускать в 1907 г. на Металлическом заводе в Петербурге.

Развитие паротурбостроения в СССР было тесно связано с электрификацией страны. В 1920 г. по инициативе В.И. Ленина был разработан и принят грандиозный государственный план электрификации России — ГОЭЛРО, по которому главную долю электроэнергии должны были вырабатывать тепловые электростанции, имеющие в качестве двигателей для привода электрических генераторов паровые турбины.

Первая советская паровая турбина построена в 1924 г. на ЛМЗ. Она была рассчитана на начальные параметры пара 1,1 МПа (11 кгс/см^2), 300°C и имела мощность 2000 кВт. В 1926 г. ЛМЗ была выпущена турбина мощностью 10 тыс. кВт при частоте вращения 50 с^{-1} , в 1930 г. — турбина мощностью 24 тыс. кВт при частоте вращения 50 с^{-1} на начальные параметры пара 2,55 МПа (26 кгс/см^2) и 375°C , а в 1931 г. — турбина мощностью 50 тыс. кВт при

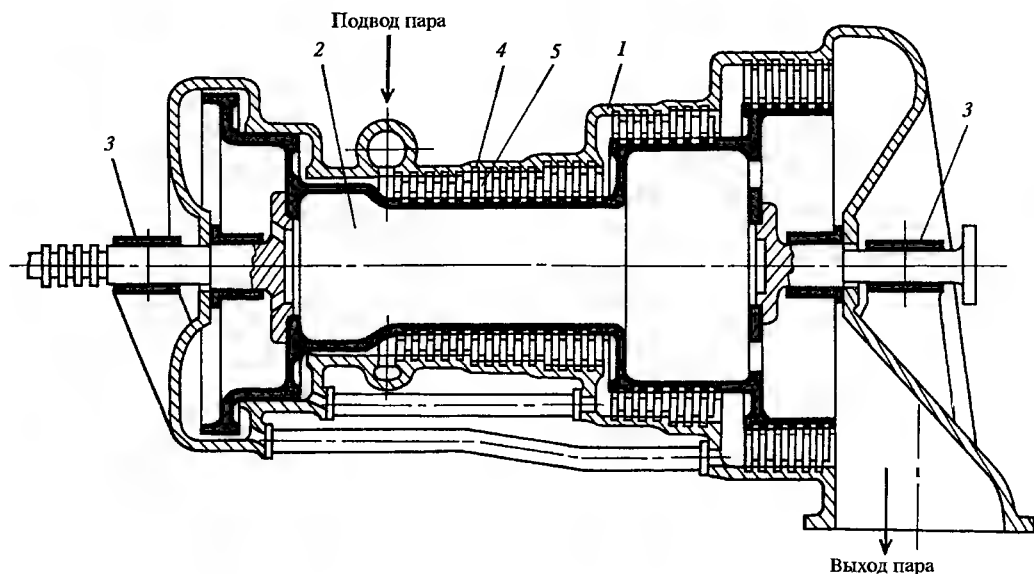


Рис. 1.2. Многоступенчатая реактивная турбина:

1 — корпус; 2 — барабан; 3 — подшипник; 4 — сопловые лопатки одной из ступеней; 5 — рабочие лопатки одной из ступеней

частоте вращения 25 с^{-1} на параметры пара $2,85 \text{ МПа}$ (29 кгс/см^2) и 400°C .

В 1934 г. вступил в строй ХТЗ. Он начал изготавливать турбины мощностью 50 и 100 МВт при частоте вращения 25 с^{-1} на параметры пара $2,85 \text{ МПа}$ (29 кгс/см^2) и 400°C . Перед началом Великой Отечественной войны в Свердловске был построен турбомоторный завод (ТМЗ им. К.Е. Ворошилова), который выпускает теплофикационные турбины с регулируемыми отборами пара мощностью 12, 25, 50, 100 и 250 МВт.

В 1950 г. вступил в строй КТЗ, изготавливающий турбины небольшой мощности на параметры пара $3,43 \text{ МПа}$ (35 кгс/см^2), 435°C и $8,8 \text{ МПа}$ (90 кгс/см^2), 535°C .

Сразу же после окончания Великой Отечественной войны наши заводы начали выпускать турбины высокого давления на параметры пара $8,8 \text{ МПа}$ (90 кгс/см^2), 500°C мощностью 25, 50 и 100 МВт при частоте вращения 50 с^{-1} . В 1952 г. ЛМЗ выпустил турбину мощностью 150 МВт на начальные параметры пара $16,6 \text{ МПа}$ (170 кгс/см^2), 550°C с промежуточным перегревом до 520°C , которая в то время была самым мощным в Европе одновальным агрегатом.

В 1958 г. выпущены головные образцы турбин ЛМЗ типа К-200-130 и ХТЗ типа К-150-130 мощностью 200 и 150 МВт на параметры пара $12,8 \text{ МПа}$

(130 кгс/см^2), 565°C , а в 1960 г. — головные образцы турбин ЛМЗ и ХТЗ типа К-300-240 мощностью 300 МВт с начальными сверхкритическими параметрами пара $23,5 \text{ МПа}$ (240 кгс/см^2), 560°C и промежуточным перегревом до 565°C .

В 1965 г. на ЛМЗ была выпущена двухвальная турбина мощностью 800 МВт, а на ХТЗ — одновальная турбина мощностью 500 МВт на параметры пара $23,5 \text{ МПа}$ (240 кгс/см^2) и 540°C с промежуточным перегревом до 540°C . Начиная с 1969 г. ЛМЗ производит одновальные турбины типа К-800-240 мощностью 800 МВт на те же параметры пара.

С 1970 г. ТМЗ выпускает теплофикационные турбины типа Т-250-240 мощностью 250 МВт на сверхкритические параметры пара $23,5 \text{ МПа}$ (240 кгс/см^2), 540°C с промежуточным перегревом до 540°C .

В 1978 г. ЛМЗ изготовил уникальную одновальную турбину типа К-1200-240 мощностью 1200 МВт при частоте вращения 50 с^{-1} на начальные параметры пара $23,5 \text{ МПа}$ (240 кгс/см^2), 540°C с промежуточным перегревом до 540°C , которая при отключении подогревателей высокого давления была рассчитана на повышение мощности до 1400 МВт и являлась самой крупной одновальной турбиной в мире.

Для атомных электростанций в 70—80-х годах ХТЗ выпустил паровые турбины типов К-70-29 мощностью 70 МВт, К-220-44 мощностью 225 МВт, К-500-65/3000 мощностью 500 МВт на частоту вра-

чения 50 с^{-1} , К-500-60/1500 мощностью 500 МВт на частоту вращения 25 с^{-1} и К-1000-60/1500 мощностью 1030 МВт на частоту вращения 25 с^{-1} , а ЛМЗ — турбину К-1000-60/3000 мощностью 1000 МВт на частоту вращения 50 с^{-1} .

Кроме ЛМЗ и ТМЗ, выпускающих турбины большой мощности, в России имеются заводы, изготавливающие турбины средней и малой мощности. Это Невский завод, поставляющий турбины для привода воздуходувок и компрессоров, КТЗ, выпускающий турбины для привода питательных насосов мощностью от 1,5 до 12 МВт с параметрами пара 3,4 МПа, 435 °С, турбины мощностью 12 и 25 МВт с одним или двумя регулируемыми отборами пара на начальные параметры 8,8 МПа, 535 °С, а также турбины для геотермальной энергетики.

1.2. ОСНОВНЫЕ УЗЛЫ И КОНСТРУКЦИЯ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Паровая турбина является двигателем, в котором потенциальная энергия пара превращается в механическую работу вращающегося ротора по преодолению сил сопротивления приводимой машины (электрического генератора, питательного насоса, компрессора, вентилятора и др.).

Всякая турбина состоит из неподвижных и вращающихся частей. Совокупность всех неподвижных частей принято называть *статором* турбины, а вращающихся — *ротором*. Рассмотрим типичную конструкцию одноцилиндровой конденсационной турбины К-50-90 мощностью 50 МВт с начальными параметрами пара 8,8 МПа, 535 °С (рис. 1.3). В этой турбине применен комбинированный ротор. Первые 19 дисков, работающих в зоне высокой температуры, откованы как одно целое с валом турбины, последние три диска — насадные. Применение насадных дисков в зоне высокой температуры, как правило, не допускается во избежание ослабления натяга их на валу из-за ползучести. Выполнение же трех последних дисков цельноковаными потребовало бы увеличения диаметра поковки ротора.

Совокупность неподвижной сопловой решетки, закрепленной в сопловых коробках или диафрагмах, со своей вращающейся рабочей решеткой, закрепленной на следующем по ходу пара диске, принято называть *ступенью турбины*. Проточная часть рассматриваемой одноцилиндровой турбины состоит из 22 ступеней, из которых первая называется *регулирующей*, вторая — *первой нерегулируемой*, а все остальные, кроме последней, — *промежуточными*.

В каждой сопловой решетке поток пара ускоряется в сопловых каналах специально выбранного профиля и приобретает необходимое направление для безударного входа в каналы между рабочими лопатками. Усилия, развиваемые потоком пара на рабочих лопатках, вращают диски и связанный с ними вал, который передает вращающий момент ротора турбины на приводимую машину (генератор, воздуходувку и др.).

По мере понижения давления пара при прохождении от первой к последней ступени удельный объем его сильно растет, что требует увеличения проходных сечений сопловых и рабочих решеток и соответственно высоты лопаток и среднего диаметра ступеней.

К переднему торцу ротора прикреплен приставной конец вала, на котором установлены бойки двух предохранительных выключателей (датчики автомата безопасности 22), воздействующие на стопорный и регулирующие клапаны, которые прекращают доступ пара в турбину при повышении частоты вращения ротора на 10—12 % по сравнению с расчетной.

Приставной конец вала с помощью гибкой муфты соединен с валом главного масляного насоса, корпус которого своим всасывающим патрубком прикреплен к приливу картера переднего подшипника.

Главный масляный насос предназначен для подачи масла в систему смазки подшипников турбины и генератора (при давлении 0,15 МПа) и в систему регулирования (при давлении 2 МПа), обеспечивающую автоматическое поддержание заданной частоты вращения ротора турбины. Датчиком частоты вращения является быстроходный упругий регулятор скорости, установленный на конце вала насоса. Со стороны выхода пара ротор турбины соединен полугибкой муфтой с ротором генератора.

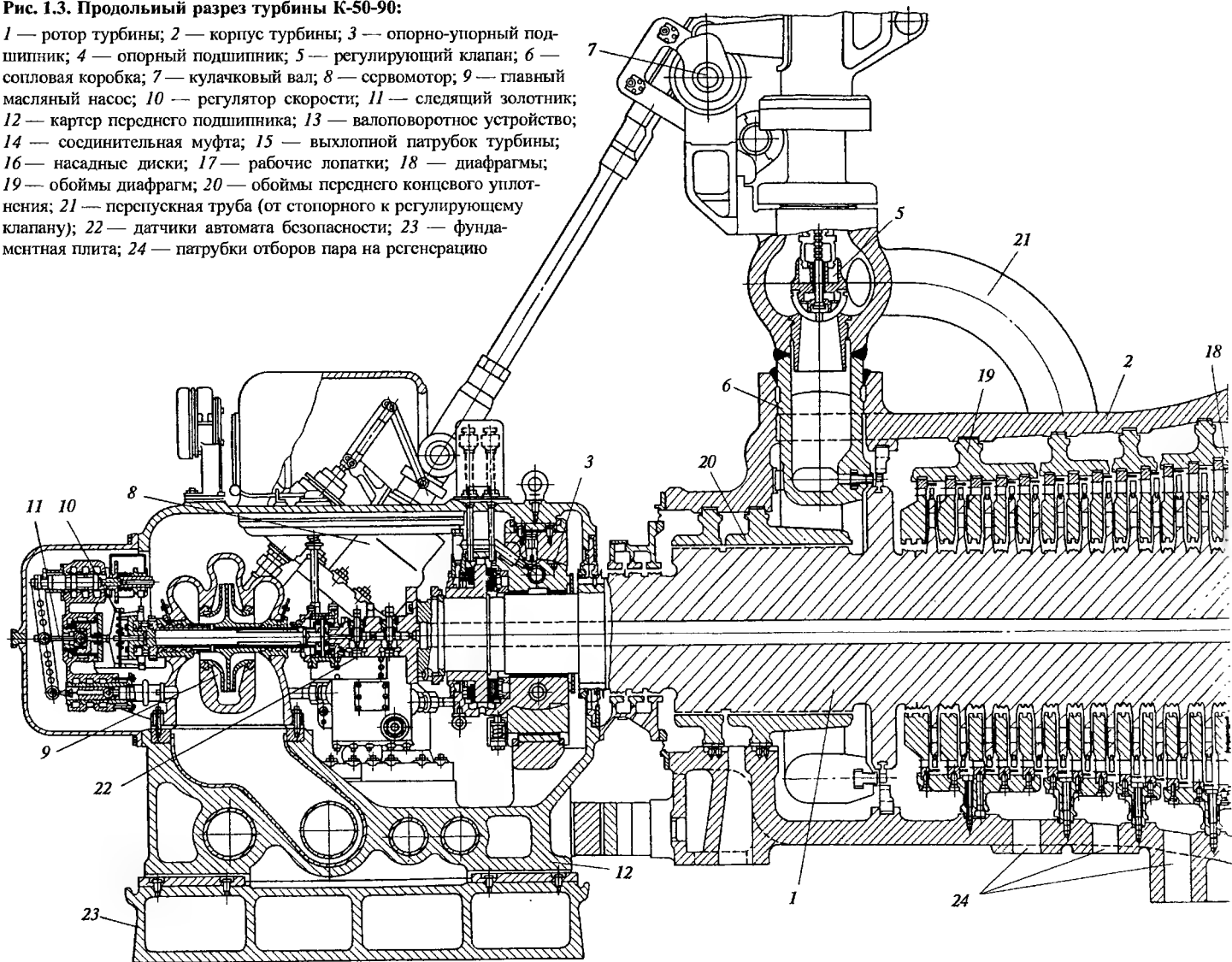
Статор турбины состоит из корпуса, в который вварены сопловые коробки, соединенные с помощью сварки с клапанными коробками, установлены обоймы концевых уплотнений, обоймы диафрагм, сами диафрагмы и их уплотнения. Корпус этой турбины кроме обычного горизонтального разреза имеет два вертикальных разреза, разделяющих его на переднюю, среднюю части и выходной патрубок. Передняя часть корпуса — литая, средняя и выходной патрубок — сварные.

К неподвижным частям турбины относятся также картеры ее подшипников. В переднем картере расположен опорно-упорный подшипник, в заднем — опорные подшипники роторов турбины и генератора.

Передний картер установлен на фундаментной плите и при тепловом расширении корпуса турбины может свободно перемещаться по ней. Задний же картер выполнен заодно с выходным патрубком

Рис. 1.3. Продольный разрез турбины К-50-90:

1 — ротор турбины; 2 — корпус турбины; 3 — опорно-упорный подшипник; 4 — опорный подшипник; 5 — регулирующий клапан; 6 — сопловая коробка; 7 — кулачковый вал; 8 — ссрвомотор; 9 — главный масляный насос; 10 — регулятор скорости; 11 — следящий золотник; 12 — картер переднего подшипника; 13 — валоповоротное устройство; 14 — соединительная муфта; 15 — выхлопной патрубок турбины; 16 — насадные диски; 17 — рабочие лопатки; 18 — диафрагмы; 19 — обоймы диафрагм; 20 — обоймы переднего концевго уплотнения; 21 — перепускная труба (от стопорного к регулируемому клапану); 22 — датчики автомата безопасности; 23 — фундаментная плита; 24 — патрубки отборов пара на рсгенсрацию

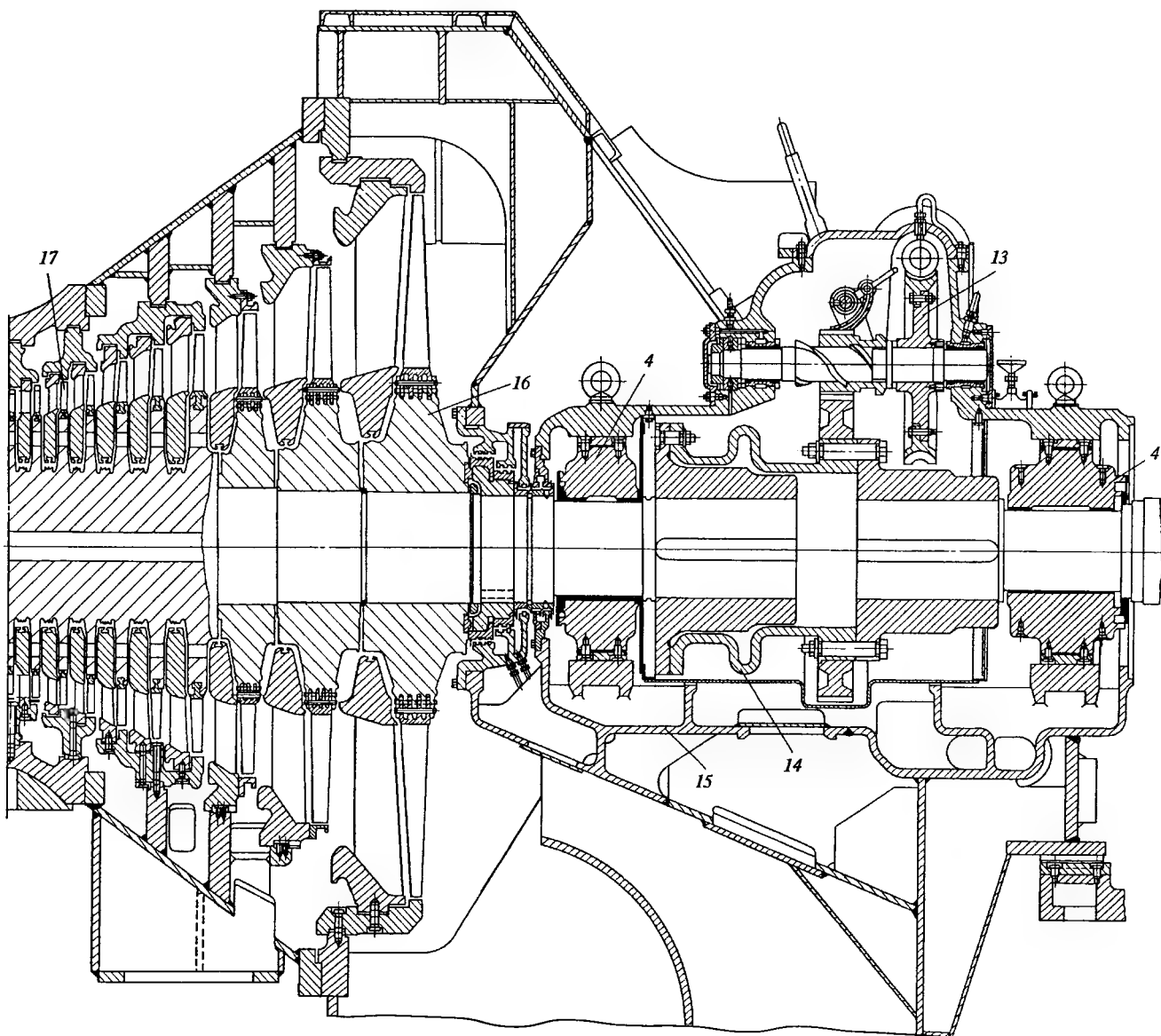


турбины, который при тепловых расширениях остается неподвижным благодаря его фиксации пересечением поперечной и продольной шпонок, называемым *фиксунктом*, или мертвой точкой.

Передняя часть корпуса турбины соединена с передним картером с помощью специальных лап, предусмотренных на корпусе, и поперечных шпонок, установленных на боковых приливах картера. Благодаря такому соединению тепловые расширения корпуса турбины при прогреве и тепловые укор-

очения его при остывании полностью передаются переднему картеру, который, скользя по фундаментной плите, с помощью упорного подшипника перемещает ротор на размер теплового удлинения или укорочения корпуса, что обеспечивает неизменность в допустимых пределах осевых зазоров в проточной части турбины между вращающимися и неподвижными элементами.

В заднем картере турбины расположено валоповоротное устройство, предназначенное для медлен-



ного вращения ротора при пуске и остановке турбины. Оно состоит из электродвигателя, к ротору которого присоединен червяк, входящий в зацепление с червячным колесом, насаженным на промежуточный вал. На винтовой шпонке этого вала установлена ведущая цилиндрическая шестерня, которая при включении валоповоротного устройства входит в зацепление с ведомой цилиндрической шестерней, сидящей на валу турбины. После подачи пара в турбину частота вращения ротора повышается и ведущая шестерня автоматически выхо-

дит из зацепления из-за проворачивания ее по винтовой шпонке.

Основным назначением валоповоротного устройства является предотвращение теплового искривления ротора и нагрева баббитовой заливки подшипников при остывании и пуске турбины.

Устройства автоматического регулирования турбин и их маслоснабжения будут детально освещены в гл. 9 и 10. Здесь лишь перечислим основные узлы системы регулирования турбины К-50-90: четыре клапана, регулирующих подачу пара в турбину, распределительный кулачковый вал, поворачи-

ваемый зубчатой рейкой поршневого сервомотора, получающего импульс от регулятора скорости и открывающего или закрывающего клапаны. Профили кулачков выполнены таким образом, что регулирующие клапаны открываются поочередно один за другим. Такое последовательное открытие или закрытие их позволяет исключить дросселирование пара, проходящего через полностью открытые клапаны при сниженных нагрузках турбины, т.е. дросселируется лишь та часть пара, которая проходит через частично открытый клапан.

Эта система парораспределения называется *сопловой* в отличие от *дроссельной*, где все количество пара как при полной, так и при сниженных нагрузках проходит через один или несколько одновременно открывающихся клапанов и, дросселируясь, поступает к соплам первой ступени с пониженным давлением. Понижение давления приводит к уменьшению располагаемого теплорепасада и соответствующему снижению экономичности турбины.

Основная потеря теплоты в турбинной установке происходит в ее конденсаторе. Для уменьшения этой потери в корпусе турбины предусмотрено несколько патрубков регенеративных отборов, через которые пар отбирается из промежуточных ступеней на подогрев питательной воды, подаваемой в котел.

1.3. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЦИКЛ ТЕПЛОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ

Простейшая теплосиловая установка (рис. 1.4) состоит из питательного насоса 1, котла 2, пароперегревателя 3, паровой турбины 4, конденсатора 5 и электрического генератора 6. Рабочим телом ее является водяной пар.

Если эту установку выполнить без пароперегревателя, в турбину будет поступать насыщенный пар. В этом случае технически возможно осуществить цикл Карно. Действительно, для влажного пара изобарные процессы подвода теплоты в котле и отвода

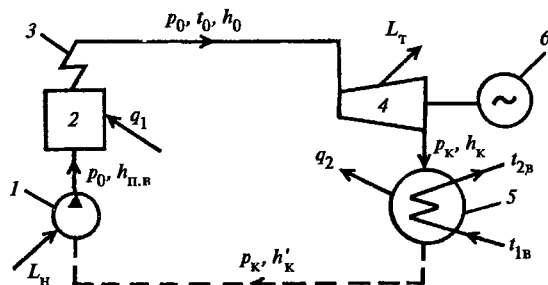
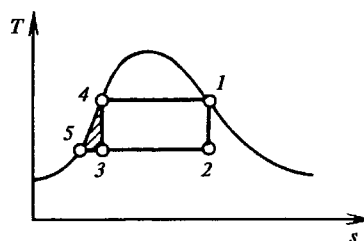


Рис. 1.4. Принципиальная схема теплосиловой установки

Рис. 1.5. Цикл Карно для влажного пара в T, s -диаграмме



ее путем конденсации части отработавшего пара являются также и изотермическими.

Цикл Карно для влажного пара изображен в T, s -диаграмме (рис. 1.5). На этой диаграмме линия 3—4 означает адиабатное сжатие в специальном компрессоре сильно увлажненного пара до его полной конденсации, 4—1 — испарение воды в котле, 1—2 — адиабатное расширение пара в турбине, 2—3 — частичную конденсацию пара в специальном конденсаторе.

Учитывая, что подвод теплоты q_1 и отвод ее q_2 в этом цикле производятся при постоянном давлении, находим теоретические значения $q_{1\text{ теор}}$ и $q_{2\text{ теор}}$:

$$q_{1\text{ теор}} = h_1 - h_4; \quad q_{2\text{ теор}} = h_2 - h_3.$$

Следовательно, полезная теоретическая внешняя работа

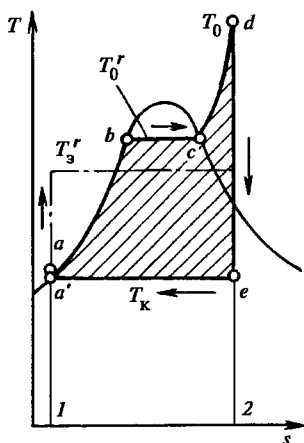
$$\begin{aligned} L &= q_{1\text{ теор}} - q_{2\text{ теор}} = (h_1 - h_4) - (h_2 - h_3) = \\ &= (h_1 - h_2) - (h_4 - h_3), \end{aligned}$$

где $h_1 - h_2 = L_{\text{расш}}$ — полезная теоретическая работа, производимая 1 кг пара при его адиабатном расширении в турбине; $h_4 - h_3 = L_{\text{сж}}$ — теоретически затрачиваемая работа на сжатие 1 кг влажного пара в компрессоре.

Работа сжатия влажного пара до его конденсации во много раз превышает работу сжатия воды. Так, например, при адиабатном сжатии влажного водяного пара от давления 0,1 МПа до давления 3 МПа, при котором он полностью конденсируется, требуется затратить работу, эквивалентную 455 кДж/кг. При адиабатном же сжатии воды от состояния насыщения при 0,1 МПа до давления 3 МПа необходимо затратить работу, эквивалентную всего лишь 2,75 кДж/кг, т.е. меньшую в 165 раз.

Вследствие преимуществ полной конденсации влажного пара цикл Карно в чистом виде в паросиловых установках не применяется. Вместо него применяется цикл с полной конденсацией отработавшего пара в конденсаторе, называемый *циклом Ренкина*. Принципиальная схема установки, работающей по циклу Ренкина, приведена на рис. 1.4.

Рис. 1.6. Идеальный цикл Ренкина для теплосиловой установки (цикл Ренкина) в T, s -диаграмме



Идеальный цикл Ренкина для теплосиловой установки, работающей на перегретом паре, изображен в T, s -диаграмме на рис. 1.6. На этой диаграмме показаны: $a'a$ — процесс адиабатного сжатия воды в питательном насосе; ab — процесс нагрева воды в котле до температуры кипения; bc — испарение воды в котле; cd — перегрев пара в перегревателе; de — изэнтропийное расширение пара в турбине; ea' — конденсация отработавшего пара в конденсаторе.

Процессы нагрева, испарения и перегрева воды в котле происходят при постоянном давлении. Следовательно, все количество теплоты q_1 , переданное 1 кг воды и пара, целиком идет на повышение энтальпии рабочего тела от энтальпии питательной воды $h_{п.в}$ до энтальпии свежего пара h_0 и равно их разности:

$$q_1 = h_0 - h_{п.в}.$$

Это количество теплоты в T, s -диаграмме изображается площадью фигуры $abcd21$.

Из турбины пар поступает в конденсатор, где при постоянном давлении конденсируется и отдает теплоту q_2 охлаждающей воде. Эту теплоту можно определить как разность энтальпии отработавшего пара при изэнтропийном расширении его в турбине $h_{кт}$ и конденсата $h'_к$ (в идеальном цикле Ренкина):

$$q_2 = h_{кт} - h'_к.$$

Полезная теоретическая работа, осуществляемая 1 кг пара, равна разности между подведенной и отведенной теплотой:

$$\begin{aligned} L = q_1 - q_2 &= (h_0 - h_{п.в}) - (h_{кт} - h'_к) = \\ &= (h_0 - h_{кт}) - (h_{п.в} - h'_к). \end{aligned} \quad (1.1)$$

Разность энтальпий $h_0 - h_{кт}$ представляет собой работу, производимую 1 кг пара в идеальной турбине. Разность энтальпий $h_{п.в} - h'_к$ есть работа, затрачиваемая на сжатие 1 кг воды в питательном насосе.

Полезная теоретическая работа, совершаемая 1 кг пара, эквивалентна площади заштрихованной фигуры в T, s -диаграмме. Отношение этой работы к подведенной теплоте называется *абсолютным*, или *термическим*, КПД идеальной установки:

$$\eta_t = \frac{L}{q_1} = \frac{(h_0 - h_{кт}) - (h_{п.в} - h'_к)}{h_0 - h_{п.в}}. \quad (1.2)$$

Вычитая и прибавляя в знаменателе этого выражения величину $h'_к$, получаем

$$\eta_t = \frac{(h_0 - h_{кт}) - (h_{п.в} - h'_к)}{(h_0 - h'_к) - (h_{п.в} - h'_к)}.$$

Если экономичность турбинной установки рассматривать без учета работы питательного насоса, то абсолютный КПД идеального цикла

$$\eta_t = \frac{h_0 - h_{кт}}{h_0 - h'_к} = \frac{H_0}{h_0 - h'_к}, \quad (1.3)$$

где величину $H_0 = h_0 - h_{кт}$ принято называть *располагаемым теплоперепадом* турбины.

Значения располагаемого теплоперепада H_0 удобно определять при помощи h, s -диаграммы (рис. 1.7). Для этого на ней находят начальную энтальпию h_0 , соответствующую точке пересечения d заданных начальных параметров пара перед турбиной p_0 и t_0 . Из этой точки проводят вертикальную линию изэнтропийного расширения пара в турбине

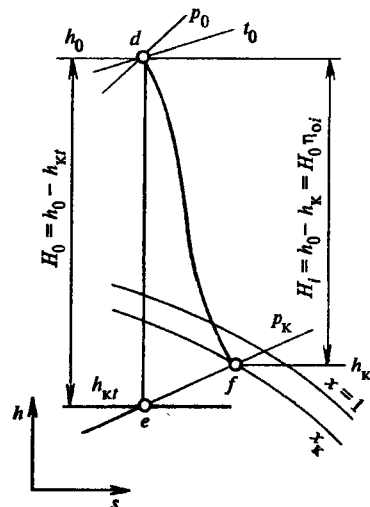


Рис. 1.7. Процесс расширения пара в турбине в h, s -диаграмме

до заданного конечного давления p_k . Длина полученного отрезка $H_0 = h_0 - h_{kT}$ определяет теоретическую работу, совершаемую 1 кг пара в турбине, и является располагаемым теплоперепадом турбины.

Значение H_0 можно определить также расчетным путем. При этом, если расширение заканчивается в области перегретого пара, используется уравнение идеального газа:

$$H_0 = \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (1.4)$$

где $k = 1,3$ — показатель изэнтропы для перегретого пара; p_0, p_k — начальное и конечное давления пара; v_0 — начальный удельный объем пара.

В действительности процесс расширения пара в турбине имеет значительную степень необратимости, так как течение его в проточной части сопровождается заметными потерями работы. Поэтому линия процесса расширения отклоняется от изэнтропы на диаграммах h, s (рис. 1.7) и T, s (рис. 1.8) в сторону увеличения энтропии.

В результате увеличения энтропии отработавшего пара при неизменном давлении энтальпия его повышается, разность начальной и конечной энтальпий, представляющая собой действительную работу, производимую 1 кг пара в турбине, соответственно уменьшается и становится равной

$$L_T = h_0 - h_k = H_i.$$

Действительную работу, которую совершает 1 кг пара внутри турбины, принято называть *использованным теплоперепадом* H_i турбины.

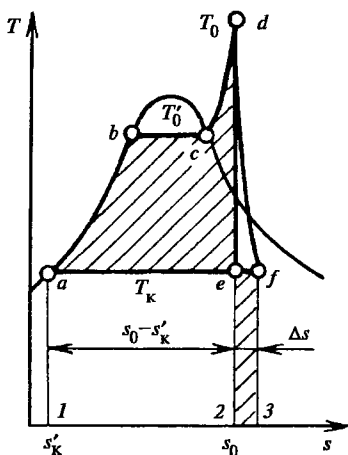


Рис. 1.8. Действительный тепловой цикл в T, s -диаграмме

Отношение использованного теплоперепада H_i к располагаемому H_0 называется *относительным внутренним КПД* η_{oi} турбины:

$$\eta_{oi} = H_i / H_0. \quad (1.5)$$

Отношение использованного теплоперепада H_i к теплоте, подведенной к 1 кг рабочего тела в котле q_1 , называется *абсолютным внутренним КПД турбоустановки* η_i :

$$\eta_i = \frac{H_i}{q_1} = \frac{H_i}{h_0 - h'_k} = \frac{H_0 H_i}{(h_0 - h'_k) H_0} = \eta_i \eta_{oi}. \quad (1.6)$$

Абсолютный внутренний КПД можно представить и как отношение *внутренней мощности турбины* N_i к секундному расходу теплоты Q , подведенной к рабочему телу в котле:

$$\eta_i = \frac{L_T G}{q_1 G} = \frac{N_i}{Q}. \quad (1.7)$$

Внутренняя мощность турбины, Дж/с, определяется по формуле

$$N_i = G H_i. \quad (1.8)$$

Эффективная мощность N_e , которая может быть передана валу приводимой машины, меньше внутренней мощности N_i на величину механических потерь ΔN_m турбины (потери в подшипниках и на привод маслонасоса):

$$N_e = N_i - \Delta N_m.$$

Отношение эффективной мощности к внутренней называется *механическим КПД* турбины:

$$\eta_m = N_e / N_i. \quad (1.9)$$

Теоретическая мощность идеальной турбины, в которой использованный теплоперепад равен располагаемому, определяется по формуле

$$N_0 = G H_0. \quad (1.10)$$

Отношение эффективной мощности к теоретической называется *относительным эффективным КПД* турбины:

$$\eta_{oe} = \frac{N_e}{N_0} = \frac{N_i N_e}{N_0 N_i} = \eta_{oi} \eta_m. \quad (1.11)$$

Отношение эффективной мощности турбины к расходуемому количеству теплоты, подведенной

в котле, называется *абсолютным эффективным КПД* турбоустановки:

$$\eta_e = \frac{N_e}{Q} = \frac{N_i N_e}{Q N_i} = \eta_i \eta_m = \eta_t \eta_{oi} \eta_m = \eta_t \eta_{oe}. \quad (1.12)$$

Отношение мощности на зажимах электрического генератора N_3 к эффективной мощности N_e называется *КПД электрического генератора* $\eta_{3,г}$:

$$\eta_{3,г} = N_3 / N_e. \quad (1.13)$$

Отношение электрической мощности генератора к теоретической мощности идеальной турбины называется *относительным электрическим КПД* турбоагрегата:

$$\eta_{о.э} = \frac{N_3}{N_0} = \frac{N_e N_3}{N_0 N_e} = \eta_{oe} \eta_{3,г} = \eta_{oi} \eta_m \eta_{3,г}. \quad (1.14)$$

Произведение абсолютного (термического) КПД на относительный электрический называется *абсолютным электрическим КПД* турбоустановки:

$$\eta_3 = \eta_t \eta_{о.э} = \eta_t \eta_{oi} \eta_m \eta_{3,г}. \quad (1.15)$$

Из (1.15) следует, что существуют два пути повышения экономичности турбоустановки. Первый путь направлен на увеличение термического КПД цикла за счет повышения разности средней температуры подвода теплоты в котле и температуры, при которой отводится теплота в конденсаторе. Второй путь заключается в совершенствовании конструкций турбины и генератора, главным образом в уменьшении потерь в проточной части турбины, механических потерь и потерь в генераторе.

Классификация КПД и мощностей турбин и турбинных установок приведена в табл. 1.1.

При оценке эффективности электрической станции в целом необходимо дополнительно учитывать потери теплоты в котле, расход энергии на привод

Таблица 1.1. Мощности и КПД турбин и турбинных установок

КПД	Относительный КПД	Абсолютный КПД	Мощность
Идеальной турбины	1	$\eta_t = \frac{H_0}{h_0 - h'_k}$	$N_0 = GH_0$
Внутренний	$\eta_{oi} = \frac{H_i}{H_0}$	$\eta_i = \eta_t \eta_{oi}$	$N_i = GH_i = N_0 \eta_{oi}$
Эффективный	$\eta_{oe} = \eta_{oi} \eta_m$	$\eta_e = \eta_t \eta_{oe}$	$N_e = GH_i \eta_m = N_0 \eta_{oe}$
Электрический	$\eta_{о.э} = \eta_{oi} \eta_m \eta_{3,г}$	$\eta_3 = \eta_t \eta_{о.э}$	$N_3 = GH_i \eta_m \eta_{3,г} = N_0 \eta_{о.э}$

питательных насосов, потери давления и теплоты в паропроводах и др.

Удельный расход пара на выработку 1 кВт·ч электроэнергии

$$d_3 = \frac{3600}{H_0 \eta_{о.э}}. \quad (1.16)$$

Экономичность конденсационных турбин, кДж/(кВт·ч), как правило, оценивается по удельному расходу теплоты на один выработанный киловатт-час и подсчитывается по формуле

$$q_3 = d_3 (h_0 - h'_k) = \frac{3600}{\eta_3},$$

где h_0 — энтальпия свежего пара, кДж/кг; h'_k — энтальпия конденсата отработавшего пара, кДж/кг.

Поскольку 1 кВт = 1 кДж/с, отношение расхода теплоты, выраженного в килоджоулях в секунду, к 1 кВт является безразмерной величиной

$$q_3 = 1/\eta_3, \quad (1.17)$$

представляющей собой обратную величину абсолютного электрического КПД.

1.4. ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПАРА НА КПД ИДЕАЛЬНОГО ЦИКЛА

Характер зависимости термического КПД от параметров пара в различных точках цикла проще всего установить из рассмотрения цикла в T, s -диаграмме. При этом для большей наглядности целесообразно заменить цикл Ренкина эквивалентным циклом Карно.

В цикле Ренкина подвод теплоты при нагреве питательной воды до температуры насыщения (линия ab на рис. 1.6), при ее испарении (линия bc) и перегреве пара (линия cd) осуществляется при разных температурах. Отвод же теплоты в конденсаторе в зоне влажного пара в этом цикле, как и в цикле Карно, происходит при постоянной температуре T_k (линия ea'). Следовательно, чтобы заменить цикл Ренкина эквивалентным циклом Карно, достаточно переменную температуру T на участке подвода теплоты заменить эквивалентной постоянной температурой T_3 (см. рис. 1.6), при которой площадь фигуры, ограниченной контуром эквивалентного цикла, будет равна площади фигуры, ограниченной контуром цикла Ренкина, т.е. КПД цикла Ренкина η_t будет равен КПД эквивалентного цикла Карно η_k :

$$\eta_t = \eta_k = (T_3 - T_k) / T_3, \quad (1.18)$$

откуда

$$T_3 = T_k / (1 - \eta_t). \quad (1.19)$$

Влияние давления свежего пара. Если при неизменных температурах отработавшего T_k и свежего T_0 пара повысить начальное давление пара p_0 , то вследствие повышения температуры насыщения возрастет эквивалентная температура подвода теплоты от T_3 до T_{31} (рис. 1.9). Согласно формуле (1.18) это приведет к увеличению абсолютно КПД цикла.

Однако по мере увеличения начального давления эквивалентная температура цикла T_3 вначале возрастает, затем вследствие увеличения доли подводимой теплоты, затрачиваемой на нагрев воды до температуры насыщения, этот рост замедляется, и дальнейшее повышение давления приводит уже к снижению T_3 и экономичности цикла.

Располагаемый теплоперепад турбины H_0 , т.е. числитель в формуле (1.3), с ростом p_0 увеличивается до тех пор, пока в h, s -диаграмме касательная ab к изотерме $t_0 = \text{const}$ не станет параллельной участку изобары $p_k = \text{const}$ (рис. 1.10). При дальнейшем повышении p_0 теплоперепад начинает уменьшаться (рис. 1.11).

Как видно из h, s -диаграммы (см. рис. 1.10), энтальпия свежего пара h_0 при $t_0 = \text{const}$ с ростом давления p_0 понижается. Этим и объясняется тот факт, что максимум КПД η_i достигается при более высоком давлении пара p_0 , чем максимум теплоперепада H_0 .

Повышение начального давления пара p_0 при заданной температуре t_0 и неизменном конечном давлении p_k , как видно из T, s -диаграммы (см. рис. 1.9) и h, s -диаграммы (см. рис. 1.10), вызывает увеличе-

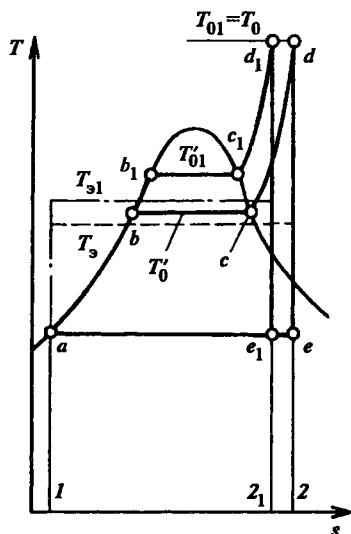


Рис. 1.9. Сравнение идеальных циклов с разными начальными давлениями пара в T, s -диаграмме

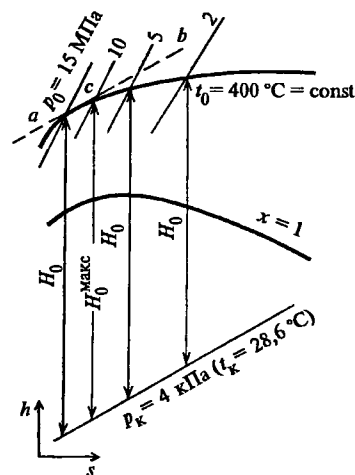


Рис. 1.10. Изменение располагаемого теплоперепада H_0 в зависимости от начального давления p_0 при неизменной начальной температуре и конечном давлении p_k :

ab — линия, параллельная изобаре p_k и касательная к изотерме t_0

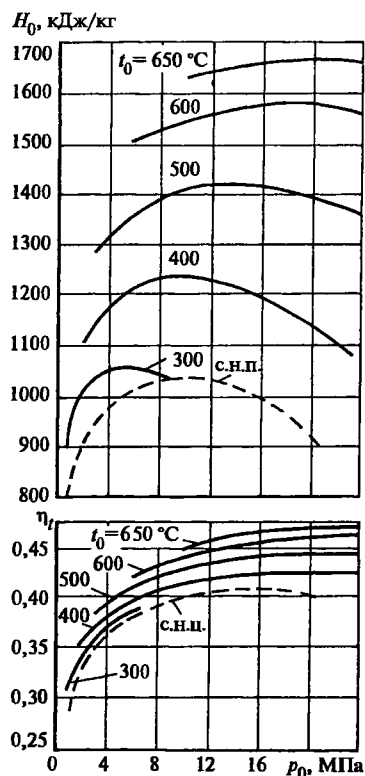


Рис. 1.11. Влияние начального давления p_0 на располагаемый теплоперепад H_0 и абсолютный КПД идеального цикла η_i при постоянном давлении отработавшего пара $p_k = 4$ кПа (с.н.п. — сухой насыщенный пар)

ние его конечной влажности, которая, как будет показано в гл. 3, приводит к снижению относительного внутреннего КПД турбины η_{oi} и эрозии рабочих лопаток. Поэтому при повышении начального давления следует увеличивать также и начальную температуру либо применять промежуточный (вторичный) перегрев пара. Например, для конденсационных турбин без промежуточного перегрева при давлении свежего пара $p_0 = 3,5 \dots 4$ МПа начальная температура должна быть не ниже $t_0 = 400 \dots 435$ °С, а при давлении $p_0 = 9$ МПа — не ниже 500 °С.

Влияние температуры пара. Влияние начальной температуры пара на термический КПД цикла легко выясняется при помощи T, s -диаграммы. Повышение начальной температуры от T_0 до T_{01} (рис. 1.12) приводит к возрастанию средней температуры подвода теплоты от T_3 до T_{31} при неизменной температуре отвода ее T_k и к соответствующему увеличению КПД цикла. В этом особенно легко убедиться, если рассматривать повышение температуры как присоединение дополнительного цикла $2dd_12_12_2$ к исходному циклу $1abcd21$. Поскольку в исходном цикле средняя температура подвода теплоты T_3 ниже, чем в присоединенном, а температура отвода теплоты в обоих циклах одинакова, термический КПД присоединенного цикла выше, чем первоначального. Следовательно, эквивалентная температура T_{31} и термический КПД нового цикла, состоящего из исходного и присоединенного циклов, будут выше, чем исходного.

Если процесс расширения заканчивается в зоне влажного пара, то по мере повышения начальной температуры пара уменьшается степень влажности его в последних ступенях турбины. Благодаря это-

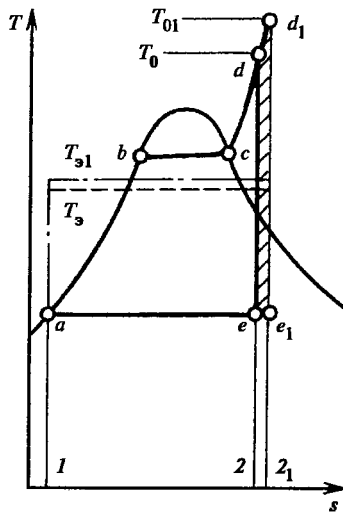


Рис. 1.12. Сравнение идеальных циклов с разными начальными температурами пара в T, s -диаграмме

му одновременно с повышением термического КПД возрастает также и относительный внутренний КПД турбины.

При дальнейшем повышении начальной температуры процесс расширения может закончиться выше пограничной кривой, т.е. в области перегретого пара. В этом случае несколько увеличится средняя температура отвода теплоты. Однако, поскольку изобары в области перегретого пара всеобразно расходятся вправо и вверх, средняя температура подвода теплоты увеличится сильнее, чем средняя температура отвода ее, и поэтому термический КПД цикла возрастет.

Таким образом, повышение начальной температуры пара всегда приводит к увеличению абсолютного КПД цикла. Нетрудно убедиться с помощью h, s -диаграммы в том, что повышение начальной температуры перегретого пара всегда сопровождается также возрастанием располагаемого теплоперепада (рис. 1.13).

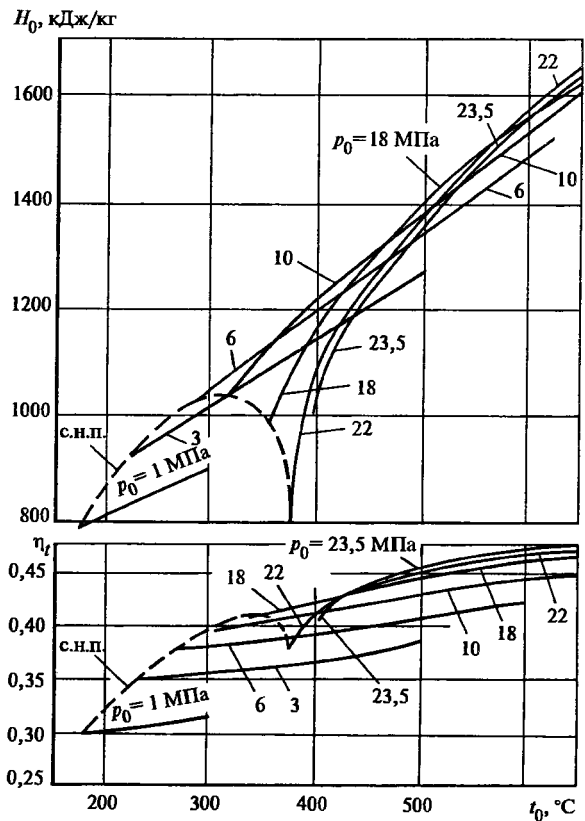


Рис. 1.13. Влияние начальной температуры пара t_0 на располагаемый теплоперепад H_0 и абсолютный КПД идеального цикла η_t при постоянном конечном давлении $p_k = 4$ кПа (с.н.п. — сухой насыщенный пар)

Перегрев пара до 545 °С широко используется в современной теплоэнергетике для повышения КПД. Дальнейшее повышение температуры перегрева в основном сдерживалось возможностями металлургии и было связано с заметным удорожанием электростанции, поскольку оно требует применения дорогостоящих жаропрочных сталей для пароперегревателей, паропроводов и деталей головной части турбины. Однако в настоящее время осуществляется переход к перегреву пара до 600 °С.

Влияние конечного давления. Уменьшение давления отработавшего пара p_k при неизменных начальных параметрах p_0 и T_0 вызывает понижение температуры конденсации пара, а значит, и температуры отвода теплоты T_k . Понижение же средней температуры подвода теплоты T_3 при этом настолько мало, что им можно пренебречь. Поэтому уменьшение конечного давления всегда приводит к увеличению средней температурной разности подвода и отвода теплоты, располагаемого теплоперепада и термического КПД цикла.

В этом легко убедиться, если рассмотреть на T, s -диаграмме два идеальных тепловых цикла, различающихся между собой только конечным давлением пара. Площадь фигуры $abcdea$ (рис. 1.14), относящейся к первому циклу, больше площади, заключенной в контуре $a_1bcde_1a_1$, относящейся ко второму циклу, отличающемуся более высоким конечным давлением пара, на площадь заштрихованной фигуры aa_1e_1ea . Следовательно, располагае-

мый теплоперепад в первом цикле больше, чем во втором, на величину

$$\Delta H_0 = (T_{k1} - T_k)(s_0 - s'_k).$$

Увеличение располагаемого теплоперепада при понижении конечного давления ясно можно видеть также из h, s -диаграммы.

Теоретический предел понижения давления в цикле определяется температурой насыщения при конечном давлении p_k , которая должна быть не ниже температуры окружающей среды. В противном случае будет невозможна передача теплоты, выделяющейся при конденсации пара, окружающей среде. Практически же для более или менее интенсивного теплообмена между конденсирующимся паром, отдающим теплоту, и охлаждающей водой, воспринимающей эту теплоту, должна существовать конечная разность температур.

Температура насыщения отработавшего пара обычно находится (см. гл. 8) из равенства

$$t_k = t_{1в} + \Delta t + \delta t, \quad (1.20)$$

где $t_{1в}$ — температура охлаждающей воды при входе в конденсатор; Δt — нагрев охлаждающей воды в конденсаторе; δt — разность температур насыщения пара t_k и охлаждающей воды на выходе из конденсатора $t_{2в}$, или так называемый температурный напор.

Температура охлаждающей воды $t_{1в}$ зависит от типа водоснабжения и климатических условий. При прямоточном водоснабжении $t_{1в}$ принимается равной 10—12 °С, при оборотном водоснабжении $t_{1в} = 20 \dots 25$ °С.

Нагрев охлаждающей воды Δt определяется из уравнения теплового баланса конденсатора (см. гл. 8):

$$\Delta t = t_{2в} - t_{1в} = \frac{h_k - h'_k}{4,19m}, \quad (1.21)$$

где m — кратность охлаждения, равная отношению расхода охлаждающей воды к расходу конденсирующегося пара; $h_k - h'_k$ — разность энтальпий отработавшего пара и его конденсата, т.е. скрытая теплота парообразования; для конденсационных турбин

$$h_k - h'_k = 2200 \dots 2300 \text{ кДж/кг.}$$

Как видно из (1.21), чем больше кратность охлаждения m , тем меньше нагрев охлаждающей воды Δt , а согласно (1.20) тем ниже температура конденсации t_k , а следовательно, и давление в конденсаторе. Однако увеличение кратности охлаждения повышает расход энергии на циркуляционные насосы, подающие охлаждающую воду в конденсатор, а достигаемое при этом понижение давления в кон-

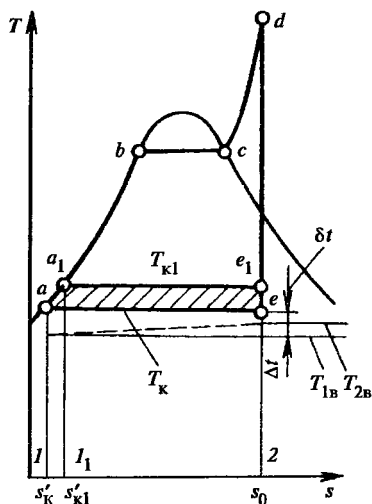


Рис. 1.14. Сравнение идеальных тепловых циклов с разными конечными давлениями в T, s -диаграмме

денсаторе требует увеличения проходных сечений и размеров последних ступеней турбины, что связано с ее удорожанием. Поэтому кратность охлаждения обычно выбирается в пределах от 50 до 90, чему соответствует нагрев охлаждающей воды в конденсаторе Δt от 11 до 6 °С.

Температурный напор δt зависит от нагрузки поверхности конденсатора, равной количеству пара, конденсирующегося на 1 м² поверхности в единицу времени, от чистоты этой поверхности, воздушной плотности и температуры охлаждающей воды. Обычно $\delta t = 5 \dots 10$ °С (см. гл. 8).

После подстановки значений $t_{1в}$, Δt , δt в (1.20) находят температуру насыщения t_k , по которой затем с помощью таблиц водяного пара определяют давление в конденсаторе.

В современных крупных паровых турбинах давление в конденсаторе составляет $p_k = 3,5 \dots 4$ кПа, что соответствует температуре насыщения 26—29 °С.

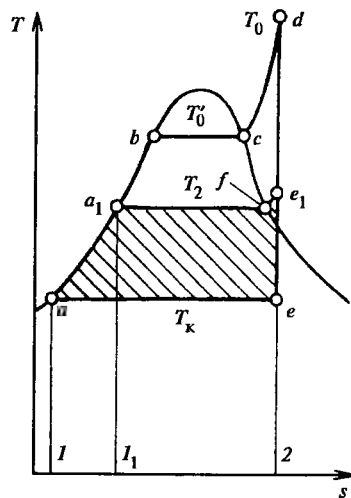
1.5. КОМБИНИРОВАННАЯ ВЫРАБОТКА ТЕПЛОТЫ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

В конденсационной паровой турбине отработавший пар поступает в конденсатор, где он конденсируется и отдает скрытую теплоту парообразования охлаждающей воде. Эта теплота, составляющая 55—65% подведенной в котле теплоты, бесполезно теряется, так как температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора лишь незначительно (на 10—15 °С) превышает атмосферную.

В то же время для бытовых и технологических нужд (например, для отопления зданий, подогрева и сушки материалов) требуется сравнительно невысокая температура теплоносителя (100—150 °С), которым может служить пар, отработавший в турбине до давления, необходимого тепловому потребителю. В этом случае может быть полностью использована теплота конденсации отработавшего пара в технологических аппаратах для нагрева воды или сушки материалов, а конденсат возвращен в цикл турбинной установки.

Таким образом, одновременная выработка электрической энергии и теплоты в одной и той же теплосиловой установке выгоднее раздельной. В этом легко убедиться, если сравнить идеальные тепловые циклы в T, s -диаграмме для конденсационной турбины и турбины с противодавлением. В конденсационной турбине теплота отработавшего пара, эквивалентная площади фигуры $1ae21$ (рис. 1.15), полностью теряется, поскольку она отводится с охлаждаю-

Рис. 1.15. Сравнение идеальных тепловых циклов в T, s -диаграмме для турбин конденсационной и с противодавлением



щей водой. В турбине же с повышенным давлением отработавшего пара (с противодавлением), которая одновременно с выработкой электроэнергии обслуживает и тепловых потребителей, почти вся теплота отработавшего пара, эквивалентная площади фигуры $1a_1e_121$, может быть использована для удовлетворения нужд тепловых потребителей.

Комбинированная выработка на тепловых электрических станциях электроэнергии и теплоты для бытовых и технологических нужд за счет отбора и использования отработавшего пара на базе централизованного теплоснабжения называется *теплофикацией*.

Теплофикация является одним из важнейших методов снижения удельного расхода топлива на тепловых электростанциях. Поэтому в настоящее время в России около 50 % электроэнергии производится на ТЭЦ, т.е. на станциях, где осуществляется комбинированная выработка теплоты и электроэнергии.

Для покрытия же всей потребности в электроэнергии необходимо кроме теплофикационных турбин иметь конденсационные турбины.

Выигрыш теплоты при комбинированной выработке энергии (рис. 1.16, а) по сравнению с раздельной (рис. 1.16, б) определяется следующим образом. Пусть требуется обеспечить электрическую мощность N_z и снабдить потребителя теплотой $Q_{п}$. Будем считать, что процессы расширения пара в конденсационной турбине и турбине с противодавлением изображаются общей кривой в h, s -диаграмме (рис. 1.17), а энтальпия питательной воды в обеих установках одинакова и равна h'_k .

Использованный теплоперепад для турбины с противодавлением обозначим через $H_i^1 = h_0 - h_{п1}$, а

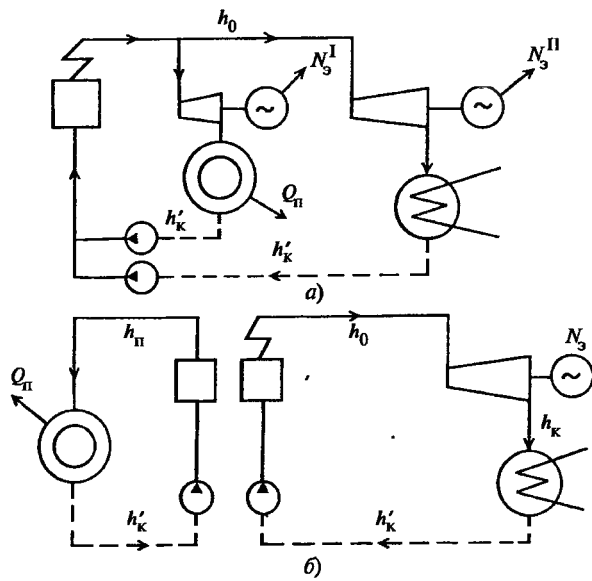


Рис. 1.16. Принципиальные схемы выработки электроэнергии и теплоты с комбинированной (а) и раздельной (б) установками

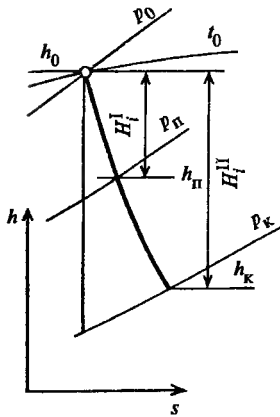


Рис. 1.17. Процессы расширения пара в h, s -диаграмме для турбин с противодавлением и конденсационной

для конденсационной турбины — через $H_i^{\text{II}} = h_0 - h_k$ (рис. 1.17).

Для упрощения будем вести расчеты по внутренней мощности N_i :

$$N_i = \frac{N_3}{\eta_m \eta_{\text{э.г}}}$$

Расход пара на выработку электроэнергии конденсационной турбины

$$G^{\text{II}} = N_i / H_i^{\text{II}}$$

Следовательно, расход теплоты при раздельной выработке электрической энергии и теплоты

$$\begin{aligned} Q_{\text{разд}} &= G^{\text{II}}(h_0 - h'_k) + Q_{\text{п}} = \\ &= \frac{N_i}{H_i^{\text{II}}} (h_0 - h'_k) + Q_{\text{п}} = \frac{N_i}{\eta_i} + Q_{\text{п}}. \end{aligned} \quad (1.22)$$

Расход пара через турбину с противодавлением для обеспечения теплотой $Q_{\text{п}}$ теплового потребителя при комбинированной выработке энергии

$$G^{\text{I}} = \frac{Q_{\text{п}}}{h_{\text{п}} - h'_k},$$

а мощность этой турбины соответственно

$$N_i^{\text{I}} = G^{\text{I}}(h_0 - h_{\text{п}}) = Q_{\text{п}} \frac{h_0 - h_{\text{п}}}{h_{\text{п}} - h'_k}.$$

Недостающая доля мощности должна быть выработана конденсационной турбиной:

$$N_i^{\text{II}} = N_i - N_i^{\text{I}}.$$

Для этого потребуется дополнительный расход пара

$$G^{\text{II}} = \frac{N_i^{\text{II}}}{h_0 - h_k} = \frac{N_i}{h_0 - h_k} - \frac{Q_{\text{п}}(h_0 - h_{\text{п}})}{(h_0 - h_k)(h_{\text{п}} - h'_k)}.$$

Таким образом, суммарный расход пара при комбинированной выработке энергии составит $G_{\text{комб}} = G^{\text{I}} + G^{\text{II}}$, а расход теплоты соответственно будет равен

$$\begin{aligned} Q_{\text{комб}} &= (G^{\text{I}} + G^{\text{II}})(h_0 - h'_k) = \frac{Q_{\text{п}}(h_0 - h'_k)}{h_{\text{п}} - h'_k} + \\ &+ \frac{N_i(h_0 - h'_k)}{h_0 - h_k} - \frac{Q_{\text{п}}(h_0 - h_{\text{п}})(h_0 - h'_k)}{(h_0 - h_k)(h_{\text{п}} - h'_k)} = \\ &= \frac{N_i}{\eta_i} - \frac{Q_{\text{п}}(h_0 - h_{\text{п}})}{\eta_i(h_{\text{п}} - h'_k)} + Q_{\text{п}} \left(\frac{h_0 - h_{\text{п}}}{h_{\text{п}} - h'_k} + 1 \right). \end{aligned} \quad (1.23)$$

Обозначим отношение теплоты $h_0 - h_{\text{п}}$, превращенной в работу в турбине с противодавлением, к теплоте $h_{\text{п}} - h'_k$, отданной тепловому потребителю 1 кг пара, отработавшего в этой турбине, через χ :

$$\chi = \frac{h_0 - h_{\text{п}}}{h_{\text{п}} - h'_k} = \frac{H_i^{\text{I}}}{h_0 - H_i^{\text{I}} - h'_k}. \quad (1.24)$$

Полная затрата теплоты при комбинированной выработке энергии с учетом этого обозначения согласно (1.23) и (1.24) составит

$$\begin{aligned} Q_{\text{комб}} &= \frac{N_i}{\eta_i} - Q_{\text{п}} \frac{\chi}{\eta_i} + Q_{\text{п}}(\chi + 1) = \\ &= \frac{N_i}{\eta_i} + Q_{\text{п}} \left[1 - \chi \left(\frac{1}{\eta_i} - 1 \right) \right]. \end{aligned}$$

Экономия теплоты, достигаемая при комбинированной выработке энергии по сравнению с раздельной, будет равна

$$\begin{aligned} \Delta Q &= Q_{\text{разд}} - Q_{\text{комб}} = \frac{N_i}{\eta_i} + Q_{\text{п}} - \\ &- \left\{ \frac{N_i}{\eta_i} + Q_{\text{п}} \left[1 - \chi \left(\frac{1}{\eta_i} - 1 \right) \right] \right\} = Q_{\text{п}} \chi \left(\frac{1}{\eta_i} - 1 \right). \quad (1.25) \end{aligned}$$

Относительная величина этой экономии, выраженная в долях от количества теплоты, отдаваемой тепловому потребителю, составит

$$\xi_{\text{комб}} = \frac{\Delta Q}{Q_{\text{п}}} = \chi \left(\frac{1}{\eta_i} - 1 \right). \quad (1.26)$$

Таким образом, чем больше выработка электроэнергии на тепловом потреблении χ и чем ниже абсолютный КПД конденсационной установки η_i , тем большая экономия теплоты будет получена от комбинированной выработки.

Приведенная на рис. 1.16, а схема установки для комбинированной выработки теплоты и электрической энергии, включающая в себя конденсационную турбину и турбину с противодавлением, встречается очень редко. Вместо нее обычно применяют конденсационные турбины с регулируемыми отборами пара для теплофикации и технологических нужд (см. гл. 7).

1.6. ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ПЕРЕГРЕВ ПАРА

В теплоэнергетической установке с промежуточным перегревом (рис. 1.18) пар после расширения в ЦВД турбины направляется в котел для вторичного перегрева, где температура его повышается от t_1 до $t_{\text{пп}}$. После промежуточного перегрева пар попадает в ЦНД, где расширяется до давления в конденсаторе p_k .

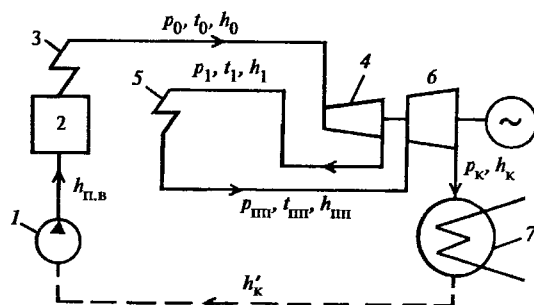


Рис. 1.18. Схема теплоэнергетической установки с промежуточным перегревом пара:

1 — питательный насос, 2 — котел; 3 — пароперегреватель; 4 — часть высокого давления турбины; 5 — промежуточный перегреватель; 6 — часть низкого давления турбины; 7 — конденсатор

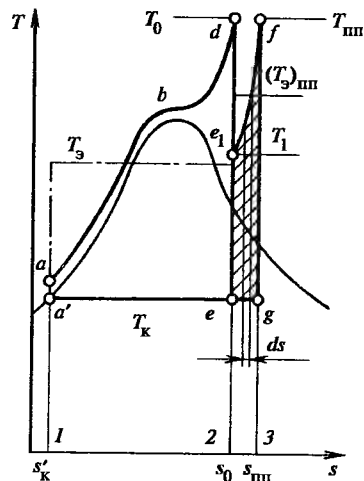


Рис. 1.19. Идеальный тепловой цикл с промежуточным перегревом пара в T, s -диаграмме

Цикл с промежуточным перегревом пара и сверхкритическим начальным давлением в T, s -диаграмме (рис. 1.19) можно рассматривать как сочетание двух циклов, первый из которых $1a'abde21$ является основным, а второй $2ee_1fg32$ — дополнительным.

Если эквивалентная температура дополнительного цикла $(T_2)_{\text{пп}}$ выше эквивалентной температуры основного цикла T_2 , то экономичность дополнительного цикла будет выше экономичности основного цикла и КПД общего цикла возрастет. При этом благодаря уменьшению влажности пара в последних ступенях турбины возрастут относительные внутренние КПД этих ступеней, а следовательно, увеличится и КПД всей турбины. Кроме того, применение промежуточного перегрева позволяет существенно повысить начальное давление пара при неизменной начальной температуре и обеспечить умеренную конечную влажность.

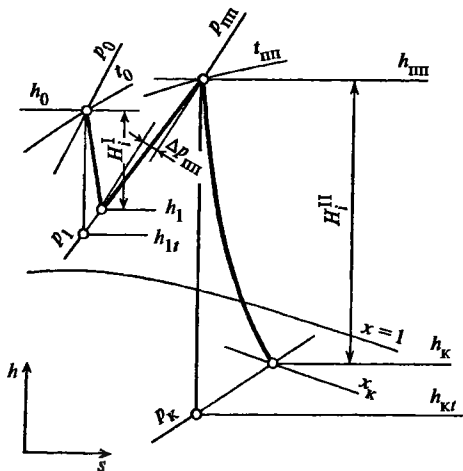


Рис. 1.20 Процесс расширения пара в h, s -диаграмме для турбины с промежуточным перегревом пара

Располагаемая (теоретическая) работа, производимая 1 кг пара в цикле с промежуточным перегревом, равна сумме располагаемых теплоперепадов:

$$L_{Ti}^{III} = H_0^{III} = (h_0 - h_{1t}) + (h_{III} - h_{kt}).$$

где h_0, h_{III} — энтальпии свежего пара и пара после промежуточного перегрева; h_{1t}, h_{kt} — энтальпии пара после изэнтропийного расширения в цилиндрах высокого и низкого давления (рис. 1.20).

Количество теплоты, затрачиваемой в котле и промежуточном пароперегревателе на 1 кг пара, составит

$$q_i^{III} = (h_0 - h'_k) + (h_{III} - h_{1t}),$$

где h'_k — энтальпия конденсата.

Абсолютный КПД идеального цикла

$$\eta_i^{III} = \frac{L_{Ti}^{III}}{q_i^{III}} = \frac{(h_0 - h_{1t}) + (h_{III} - h_{kt})}{(h_0 - h'_k) + (h_{III} - h_{1t})}. \quad (1.27)$$

Если изэнтропийный процесс расширения заканчивается в области влажного пара, то КПД выразится как

$$\eta_i^{III} = 1 - \frac{T_k(s_{III} - s'_k)}{(h_0 - h'_k) + (h_{III} - h_{1t})}. \quad (1.28)$$

Внутренний абсолютный КПД можно представить в виде

$$\eta_i^{III} = \frac{(h_0 - h_{1t})\eta_{oi}^I + (h_{III} - h_{kt})\eta_{oi}^{II}}{(h_0 - h'_k) + (h_{III} - h_{1t})}, \quad (1.29)$$

где $\eta_{oi}^I, \eta_{oi}^{II}$ — относительные внутренние КПД частей высокого и низкого давления турбины.

Потеря давления Δp_{III} в тракте промежуточного перегрева (в паропроводе от турбины к котлу, перегревателе и паропроводе от котла к турбине) приводит к снижению КПД, и поэтому допускается потеря не более 10 % абсолютного давления в промежуточном перегревателе (рис. 1.20).

Температура пара после промежуточного перегрева обычно принимается равной или близкой температуре свежего пара: $t_{III} = t_0 \pm (10 \dots 20)^\circ\text{C}$.

Промежуточный перегрев приводит, естественно, к усложнению конструкции турбины, увеличению расхода высоколегированных сталей и соответствующему удорожанию турбины на 10—12 %.

Экономичность идеального теплового цикла с промежуточным перегревом зависит от параметров пара, отводимого на промежуточный перегрев.

Если принять температуру пара после промежуточного перегрева равной температуре свежего пара T_0 и изменять температуру пара, отводимого на промежуточный перегрев, T_1 , то КПД присоединяемого цикла будет тем выше, чем выше температура T_1 , однако доля его в общем цикле при этом будет уменьшаться. В частности, когда $T_1 = T_0$, промежуточного перегрева уже не будет. При понижении же температуры T_1 будет уменьшаться эквивалентная температура $(T_3)_{III}$, а следовательно, и КПД дополнительного цикла, что в конечном счете может вызвать не повышение, а снижение КПД общего цикла.

Оптимальную температуру пара T_1^{opt} , при которой он должен отводиться на промежуточный перегрев, можно ориентировочно оценить во втором приближении следующим образом. Вначале определяют эквивалентную температуру $T_3 = T_k / (1 - \eta_i)$, затем по (1.27) или (1.28) подсчитывают КПД η_i^{III} сложного цикла при $T_1 = T_3$, после чего находят

$$T_1^{opt} = \frac{T_k}{1 - \eta_i^{III}}. \quad (1.30)$$

Обычно $T_1^{opt} = (1,02 \dots 1,04)T_3$.

Давление пара перед промежуточным перегревом обычно выбирают равным 0,2—0,3 давления свежего пара.

1.7. РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

Потери теплоты с охлаждающей водой в конденсаторе турбины прямо пропорциональны количеству отработавшего пара, поступающего в конденсатор. Расход пара в конденсаторе можно значительно уменьшить (на 30—40 %) путем отбора его для подогрева питательной воды из нескольких ступеней турбины после того, как он произвел работу в предшествующих ступенях.

Температура конденсата отработавшего пара равна температуре насыщения, которая в зависимости от давления в конденсаторе составляет:

Давление в конденсаторе, кПа	2,95	3,43	3,92	4,42	4,90
Температура насыщения, °С	23,8	26,4	28,6	30,7	32,6

Температура испарения воды в котле также равна температуре насыщения и в зависимости от давления составляет:

Давление свежего пара в котле, МПа	3,14	9,8	13,75	16,7
Температура насыщения, °С	236,4	309,5	335,1	350,7

При большой разнице между температурой испарения воды в котле и температурой конденсата, откачиваемого из конденсатора, можно подогревать питательную воду паром, отбираемым из промежуточных ступеней турбины, используя его теплоту парообразования. Такой подогрев питательной воды называется *регенеративным*.

Регенеративный цикл по сравнению с обычным циклом имеет более высокую среднюю температуру подвода теплоты при той же самой средней температуре ее отвода и поэтому обладает более высоким термическим КПД.

Повышение экономичности в цикле с регенерацией так же, как и в комбинированном цикле, пропорционально мощности, вырабатываемой на тепловом потреблении, т.е. на базе теплоты, переданной питательной воде в системе регенерации. Это количество теплоты зависит от разности температур питательной воды и конденсата и практически не зависит от числа регенеративных отборов пара. Однако электрическая мощность турбины, вырабатываемая при одном и том же потреблении теплоты на подогрев питательной воды и при одном и том же расходе свежего пара, весьма существенно зависит от числа отборов и распределения нагрева питательной воды

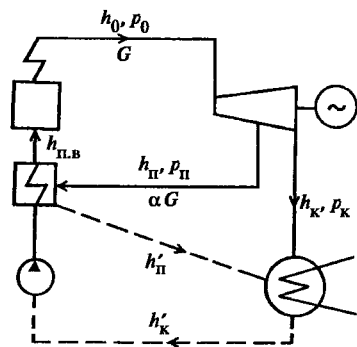


Рис. 1.21. Принципиальная схема турбинной установки с одной ступенью регенеративного подогрева питательной воды

в регенеративных подогревателях. При одной и той же температуре питательной воды максимальной мощности соответствует бесконечно большое число отборов, а минимальной — один отбор.

В случае одноступенчатого регенеративного подогрева питательной воды наименьший экономический эффект от регенерации будет при очень высоком или очень низком давлении отбираемого пара, близком к давлению свежего или отработавшего пара, а наибольший — при некотором промежуточном давлении.

Убедиться в этом можно путем следующих рассуждений. Рассмотрим схему турбинной установки с одной ступенью регенеративного подогрева питательной воды (рис. 1.21). Питательная вода прокачивается насосом через трубную систему подогревателя, обогреваемую снаружи паром, отбираемым из турбины. При этом температура питательной воды на выходе из подогревателя будет несколько ниже температуры насыщения греющего пара. Разность этих температур, называемая *недогревом воды*, составляет от 1,5 до 6 °С.

Наряду с поверхностными подогревателями при низком давлении отбираемого пара применяются также смешивающие подогреватели, в которых греющий пар смешивается с питательной водой и недогрев отсутствует.

На рис. 1.21 приведена схема конденсационной турбинной установки с одним регенеративным подогревателем поверхностного типа. Здесь питательная вода при прокачке через подогреватель нагревается и энтальпия ее повышается от $h'_к$ до $h_{п.в}$. Энтальпия же отбираемого из турбины пара, греющего питательную воду, при этом понижается от $h_п$ до $h'_п$. Конденсат греющего пара с энтальпией $h'_п$ воз-

вращается в конденсатор. Допустим, что недогрев питательной воды в подогревателе составляет

$$h'_{\text{п}} - h_{\text{п.в}} = \delta h.$$

Обозначив количество отбираемого пара, выраженное в долях расхода свежего пара, поступающего в турбину, через α , составим уравнение теплового баланса подогревателя:

$$\alpha(h'_{\text{п}} - h'_{\text{п}}) = h_{\text{п.в}} - h'_k = h'_{\text{п}} - \delta h - h'_k,$$

откуда находим долю отбираемого пара:

$$\alpha = \frac{h'_{\text{п}} - h'_k - \delta h}{h_{\text{п}} - h'_{\text{п}}}. \quad (1.31)$$

Относительная мощность, развиваемая этим паром, будет соответственно иметь вид:

$$L_{\alpha} = \alpha(h_0 - h_{\text{п}}) = \frac{(h'_{\text{п}} - h'_k - \delta h)(h_0 - h_{\text{п}})}{h_{\text{п}} - h'_{\text{п}}}. \quad (1.32)$$

Эта мощность создается без потерь теплоты в конденсаторе.

Если по оси ординат отложить энтальпии отбираемого пара $h_{\text{п}}$, а по оси абсцисс — энтальпии его конденсата, то можно получить графическую зависимость 1 между этими величинами (рис. 1.22). Учитывая недогрев питательной воды и смещая на $\delta h = h'_{\text{п}} - h_{\text{п.в}}$ линию 1 эквидистантно влево, получаем зависимость 2 энтальпии обогревающего пара от энтальпии питательной воды.

Поскольку разность энтальпий отбираемого пара и его конденсата, стоящая в знаменателе формулы (1.32), мало зависит от давления отбираемого пара, можно считать, что мощность L_{α} , развиваемая

отборным паром, пропорциональна площади заштрихованного прямоугольника, имеющего стороны $h'_{\text{п}} - h'_k - \delta h$ и $h_0 - h_{\text{п}}$ (рис. 1.22). Площадь этого прямоугольника F , а следовательно, и мощность L_{α} при энтальпии отбираемого пара $h_{\text{п}}$, равной энтальпии свежего (h_0) или отработавшего (h_k) пара, будет равна нулю. Максимальная же мощность L_{α} в рассматриваемом случае одноступенчатого подогрева питательной воды будет достигнута при некотором промежуточном значении энтальпии отбираемого пара, близком к среднему значению энтальпии свежего и отработавшего пара, когда нагрев питательной воды в подогревателе составит примерно половину нагрева ее от температуры конденсата до температуры насыщения, соответствующей давлению в котле.

Если вместо одноступенчатого применить, например, трехступенчатый регенеративный подогрев питательной воды, то выработка мощности $\sum L_{\alpha}$ возрастет до значения, пропорционального площади, ограниченной контуром $AabdefgA$.

При бесконечном же числе регенеративных отборов пара выработка мощности $\sum L_{\alpha}$ достигла бы максимально возможного значения, эквивалентного площади фигуры $ACBA$.

На практике, исходя из технико-экономических расчетов, применяется ограниченное число отборов, обычно не более девяти. При этом точки отбора выбираются с таким расчетом, чтобы в каждом из подогревателей энтальпия питательной воды повышалась приблизительно на одно и то же значение, т.е. чтобы теплопадения между соседними отборами пара были приблизительно одинаковыми. Как видно на рис. 1.22, при таком выборе точек отбора мощность, вырабатываемая паром регенеративных отборов, а следовательно, и экономическая эффективность регенерации будут максимальными.

Путем регенеративного подогрева температура питательной воды, вообще говоря, могла бы быть повышена до температуры, близкой к температуре насыщения, соответствующей давлению свежего пара. Однако при этом сильно возросли бы потери теплоты с уходящими газами котла. Поэтому в международных нормах типоразмеров паровых турбин рекомендуется выбирать температуру питательной воды на входе в котел равной 0,65—0,75 температуры насыщения, соответствующей давлению в котле. В России при сверхкритических параметрах пара и начальном давлении его $p_0 = 23,5$ МПа температура питательной воды принимается равной 265—275 °С.

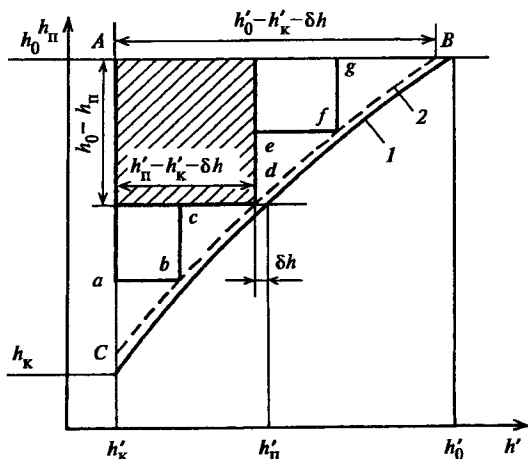


Рис. 1.22. Зависимость энтальпии отбираемого пара от энтальпии его конденсата

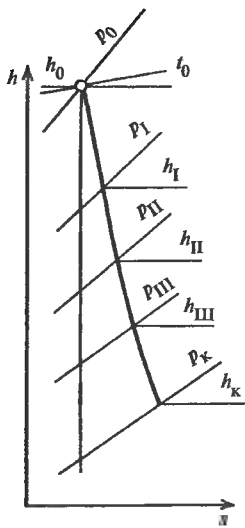


Рис. 1.25. Процесс расширения пара в h, s -диаграмме и выбор точек регенеративного отбора

Более точный расчет экономичности турбинной установки с конкретной регенеративной системой производится следующим образом.

Задавшись относительными внутренними КПД отсеков турбины, изображают процесс расширения пара в h, s -диаграмме (рис. 1.25) и отмечают точки регенеративных отборов. Далее составляют тепловые балансы подогревателей, из которых находят относительные количества отбираемого пара, и подсчитывают работу, производимую 1 кг пара, подводимого к турбине.

В общем случае уравнение теплового баланса составляется так:

$$\alpha_m = \frac{\beta(h_{п.в}^{вх} - h_{п.в}^{вх}) - (h_{др}^{вх} - h_{др}^{вх}) \sum_{j=1}^z \alpha_j}{h_m - h'_m} \quad (1.40)$$

Здесь коэффициент β указывает количество питательной воды, протекающей через рассматриваемый подогреватель; h_m, h'_m — энтальпии отбираемого пара и его конденсата; α_j — доли конденсата дренажей.

Работа, совершаемая 1 кг пара, поступающего в турбину, подсчитывается как сумма произведений использованных тепловых перепадов на расход пара через каждый отсек турбины (рис. 1.25)

$$\begin{aligned} \bar{H}_i &= h_0 - h_1 + (h_1 - h_{II})(1 - \alpha_1) + \\ &+ (h_{II} - h_{III})(1 - \alpha_1 - \alpha_{II}) + \dots \\ &+ \left(1 - \sum_{j=1}^{z-1} \alpha_j\right) H_i^z. \end{aligned} \quad (1.41)$$

Здесь h_I, h_{II}, h_{III} — энтальпии пара в первом, втором и третьем отборах; $\alpha_I, \alpha_{II}, \dots, \alpha_z$ — относительные количества отбираемого пара в I, II, ..., z-м отборах; $H_i^z = h_z - h_k$.

Расход свежего пара находится по формуле

$$G = N_i / \bar{H}_i, \quad (1.42)$$

где N_i — внутренняя мощность турбины, кВт; $\bar{H}_i$ — приведенный использованный тепловыпад, кДж/кг.

КПД установки без промежуточного перегрева пара определяется по формуле

$$\eta_{ip} = \frac{\bar{H}_i}{h_0 - h_{п.в}}; \quad (1.43)$$

расход теплоты, кДж/кДж,

$$q_i = 1 / \eta_{ip}. \quad (1.44)$$

Термический КПД конденсационной турбоустановки с z регенеративными отборами пара можно также вычислить по формуле

$$\eta_{tp} = \frac{H_0 - \sum_{j=1}^z \alpha_j (H_0 - H_{0j})}{h_0 - h_{п.в}}, \quad (1.45)$$

где H_0 — общий изоэнтальпийный тепловыпад турбины, кДж/кг; α_j — относительный расход пара, поступающего на регенеративный отбор; H_{0j} — изоэнтальпийный тепловыпад между начальными параметрами пара и давлением в соответствующем отборе, кДж/кг; $h_0, h_{п.в}$ — энтальпии пара перед турбиной и подогретой питательной воды, кДж/кг; j — номер отбора.

Для установок с промежуточным перегревом пара аналогичные формулы приведены в примере расчета (см. § 1.8).

Регенерация положительно влияет на относительный внутренний КПД первых ступеней благодаря повышенному расходу пара через ЦВД и соответствующему увеличению высоты лопаток.

Объемный расход пара через последние ступени турбины при регенерации уменьшается, что снижает потери с выходной скоростью в последних ступенях турбины.

1.8. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ СОВРЕМЕННЫХ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

В современных паротурбинных установках средней и большой мощности в целях повышения экономичности применяют широко развитую систему регенерации с большим числом регенеративных отборов и использованием пара концевых лабиринтовых уплотнений, уплотнений штоков регулирующих клапанов турбины и др. На рис. 1.26 показана простейшая тепловая схема установки с одноцилиндровой конденсационной турбиной.

Свежий пар из котла поступает в турбину по главному паропроводу с параметрами p_0, t_0 . После расширения в проточной части турбины до давления p_k он направляется в конденсатор, где, соприкасаясь с холодной поверхностью трубок, конденсируется. Для поддержания глубоко-

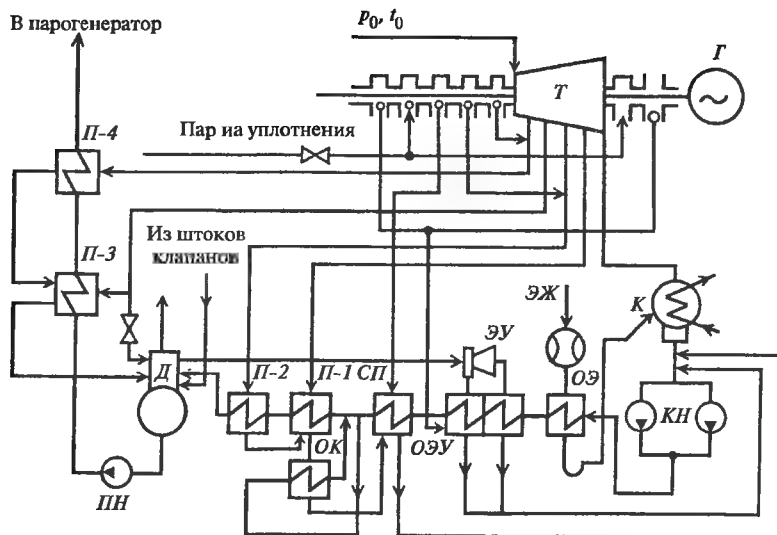


Рис. 1.26. Тепловая схема турбинной установки с использованием утечек пара концевых уплотнений и уплотнений штоков клапанов турбины:

T — турбина; Γ — генератор; K — конденсатор; KH — конденсатный насос; $\mathcal{E}\mathcal{J}$ — основной эжектор; $O\mathcal{E}$ — охладитель основного эжектора; $\mathcal{E}\mathcal{Y}$ — эжектор уплотнений; $O\mathcal{E}\mathcal{Y}$ — охладитель пара эжектора отсоса из уплотнений; $C\P$ — сальниковый подогреватель; $\Pi-1$ — $\Pi-4$ — подогреватели; $OК$ — охладитель конденсата; D — деаэратор; $\Pi\P$ — питательный насос

го вакуума ($p_k = 3 \dots 5$ кПа) из парового пространства конденсатора специальным эжектором $\mathcal{E}\mathcal{J}$ постоянно отсасывается паровоздушная смесь. Конденсат отработавшего пара стекает в конденсатосборник, из которого затем забирается конденсатными насосами KH и подается через охладитель эжектора $O\mathcal{E}$, охладитель пара эжектора отсоса из уплотнений $O\mathcal{E}\mathcal{Y}$, сальниковый подогреватель $C\P$ и регенеративные подогреватели низкого давления $\Pi-1$, $\Pi-2$ в деаэратор D . Деаэратор предназначен для удаления растворенных в конденсате агрессивных газов (O_2 и CO_2), вызывающих коррозию металлических поверхностей. Кислород и свободная углекислота попадают в конденсат из-за присосов воздуха через неплотности вакуумной системы турбинной установки и с добавочной водой. В деаэраторе агрессивные газы удаляются при нагревании конденсата и добавочной воды паром за счет их смешивания и конденсации пара. Температура воды в деаэраторном баке близка к температуре насыщения греющего пара.

В современных паротурбинных установках с высоким давлением питательной воды, под которым она подается в котел, устанавливают деаэраторы повышенного давления 0,6—0,7 МПа с температурой насыщения 158—165 °С.

Конденсат пара, отработавшего в турбине и протекающего на участке от конденсатора до деаэратора, принято называть *конденсатом*, а после удаления из него агрессивных газов на участке от деаэратора до котла — *питательной водой*.

Питательная вода из деаэратора забирается питательным насосом $\Pi\P$ и под высоким давлением (на блоках со сверхкритическими параметрами до 35 МПа) подается через подогреватели высокого давления $\Pi-3$, $\Pi-4$ в котел.

В целях более эффективного использования теплоты перегретого пара регенеративных отборов высокого давления подогреватели высокого давления выполняются с тремя зонами нагрева: основной зоной, где теплота отдается питательной воде за счет конденсации греющего пара; зоной для съема перегрева, размещаемой в верхней части подогревателя (пароохладитель), и зоной охлаждения конденсата греющего пара в нижней части подогревателя.

Пар концевых лабиринтовых уплотнений турбины отсасывается из крайних камер уплотнений, где поддерживается давление 95—97 кПа, специальным эжектором и направляется в охладитель эжектора отсоса, через который прокачивается основной конденсат.

Часть пара повышенного давления из концевых лабиринтовых уплотнений направляется в первый и третий регенеративные отборы.

Для того чтобы не допустить присоса воздуха в вакуумную систему через концевые уплотнения турбины, в каждой предпоследней камере концевых уплотнений поддерживается небольшое избыточное давление (110—120 кПа) с помощью специального регулятора, установленного на подводе уплотняющего пара к этой камере из деаэратора.

В качестве примеров рассмотрим тепловые схемы блочных паротурбинных установок К-200-130 и К-300-240.

Тепловая схема турбоустановки К-200-130 ЛМЗ. Конденсационная паровая турбина К-200-130 мощностью 200 МВт рассчитана на начальные параметры пара $p_0 = 12,75$ МПа, $t = 565$ °С с промежуточным перегревом до $t_{пп} = 565$ °С при давлении $p_{пп} = 2,45$ МПа. При номинальной нагрузке турбины и температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор $t_{1в} = 10$ °С давление пара

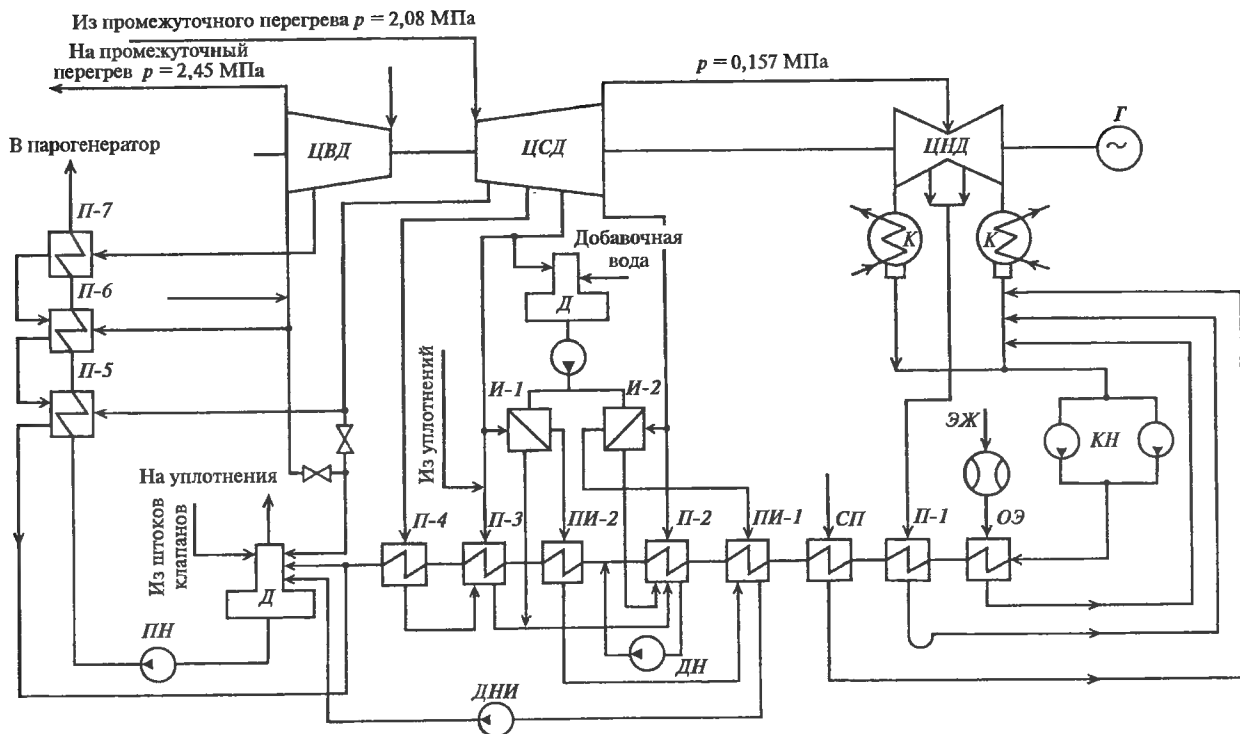


Рис. 1.27. Тепловая схема турбоустановки К-200-130 ЛМЗ:
обозначения те же, что на рис. 1.26

в нем $p_k = 3,33$ кПа. Расход свежего пара через турбину при номинальном режиме составляет 600 т/ч; расход пара через конденсатор — 450 т/ч. Расчетный удельный расход теплоты $q_3 = 8100$ кДж/(кВт · ч).

Турбина имеет семь регенеративных отборов пара для подогрева конденсата и питательной воды до 239 °С (рис. 1.27). Подогрев конденсата осуществляется в трех подогревателях низкого давления, сальниковом подогревателе, подогревателе испарителя и деаэраторе, подогрев питательной воды — в трех подогревателях высокого давления.

Конденсат греющего пара четвертого, пятого и шестого отборов дренажным насосом ДН подается в линию основного конденсата.

Давление и расход пара в отборах на регенерацию составляют:

Отбор.....	1(II-7)	2(II-6)	3(II-5 и деаэрактор)	
p , МПа.....	3,37	2,77	1,04/0,59	
G , т/ч.....	26,0	38,8	17,0	
Отбор.....	4(II-4)	5(II-3)	6(II-2)	7(II-1)
p , МПа.....	0,548	0,238	0,11	0,023
G , т/ч.....	23,7	16,0	23,6	21,4

В тепловую схему включены также два одноступенчатых испарителя И-1 и И-2 для восполнения потерь пара и конденсата в количестве около 3% максимального расхода пара на турбину. Деаэрация добавочной химически очищенной воды, поступающей в испарительную уста-

новку, осуществляется в атмосферном деаэраторе. Вторичный пар испарителей используется в подогревателях испарителей ПИ-1 и ПИ-2 для подогрева основного конденсата. Дренаж этих испарителей подается дренажным насосом ДНИ в основной деаэрактор.

Тепловая схема турбоустановки К-300-240 ЛМЗ. Турбина К-300-240 имеет развитую систему регенерации, состоящую из восьми нерегулируемых отборов пара (рис. 1.28) для подогрева питательной воды до 268 °С, а также бойлерную установку для целей теплофикации с отдачей теплоты 63 МДж/ч на подогрев сетевой воды.

Подогреватели высокого давления П-5—П-7 имеют встроенные отсеки для съема теплоты перегрева греющего пара и охлаждения дренажа.

Добавочная вода после глубокого химического обес-соливания поступает непосредственно в конденсатор турбины.

Давление и расходы пара в отборах на регенерацию составляют:

Отбор	1(П-7)	2(П-6)	3(П-5)	4(деаэрактор)
p , МПа	6,46	4,16	1,63	1,08
G , т/ч	61,3	93,0	30,0	53,0
Отбор	5(П-4)	6(П-3)	7(П-2)	8(П-1)
p , МПа	0,53	0,245	0,092	0,017
G , т/ч	38,2	31,7	33,4	24,4

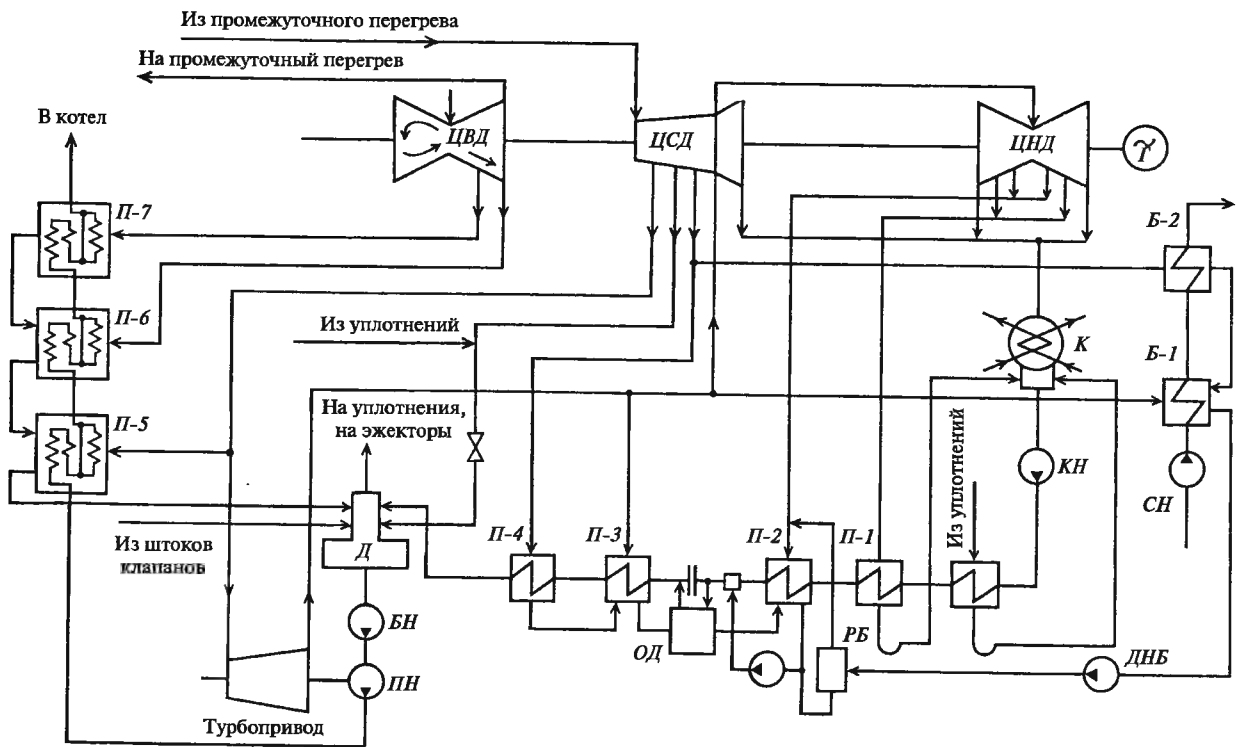


Рис. 1.28. Тепловая схема турбоустановки К-300-240 ЛМЗ:

Б-1, Б-2 — бойлеры; БН — бустерный насос; ОД — охладитель дренажа; ДНБ — дренажный насос бойлеров; СН — ссетевой насос; РБ — расширитель бойлерный; остальные обозначения те же, что на рис. 1.26

Пример расчета тепловой схемы турбинной установки. Для того чтобы произвести тепловые расчеты проточной части турбины, необходимо знать расходы пара через каждую ее ступень. Поэтому, прежде чем приступить к тепловому расчету проточной части турбины, проводят расчет ее системы регенерации, в результате которого определяют все количества отбираемого на подогрев питательной воды пара, расходы пара через каждый отсек проточной части, расход свежего пара и расход пара в конденсатор.

В качестве примера рассчитаем тепловую схему турбоустановки К-200-130 ЛМЗ (рис. 1.29) по следующим исходным данным: параметры свежего пара $p_0 = 12,75$ МПа, $t_0 = 565$ °С; давление пара при выходе из ЦВД на промежуточный перегрев $p'_{\text{ип}} = 2,28$ МПа, при входе в ЦСД после промежуточного перегрева $p''_{\text{ип}} = 2,06$ МПа, температура пара после промежуточного перегрева $t''_{\text{ип}} = 565$ °С; давление в конденсаторе $p_k = 3,33$ кПа.

Тепловой процесс турбины (по данным заводского расчета) изображен в h, s -диаграмме на рис. 1.30. Энтальпия пара, отбираемого на регенеративный подогрев питательной воды, показана непосредственно на тепловой схеме (см. рис. 1.29) и на h, s -диаграмме (см. рис. 1.30).

Расчет тепловой схемы начинают с определения количества отбираемого пара путем составления уравнений теплового баланса для каждого подогревателя. Этот расчет ведется от подогревателя наиболее высокого давления, что позволяет в каждом уравнении теплового баланса иметь лишь одну неизвестную долю греющего пара α в рассматриваемом отборе. Например, уравнение теплового баланса для ПВД-7 составляется так:

$$\alpha_7(h_1 - h'_1) = (h_7 - h_6), \quad (1.46)$$

где α_7 — количество отбираемого пара на подогрев 1 кг питательной воды в ПВД-7; h_1 — энтальпия пара первого отбора, кДж/кг; h'_1 — энтальпия конденсата греющего пара первого отбора, кДж/кг; h_7, h_6 — энтальпии питательной воды на выходе из ПВД-7 и входе в него, кДж/кг.

Находим из уравнения (1.46) α_7 :

$$\alpha_7 = (h_7 - h_6)/(h_1 - h'_1). \quad (1.47)$$

В тепловых балансах подогревателей низкого давления от ПНД-4 до ПНД-2 учитывалось, что количество обогреваемой воды составляет

$$1 - \alpha_7 - \alpha_6 - \alpha_5 = 0,8508,$$

так как конденсат отборов от ПВД-7 до ПВД-5 подается в деаэратор и не протекает через нижележащие подогре-

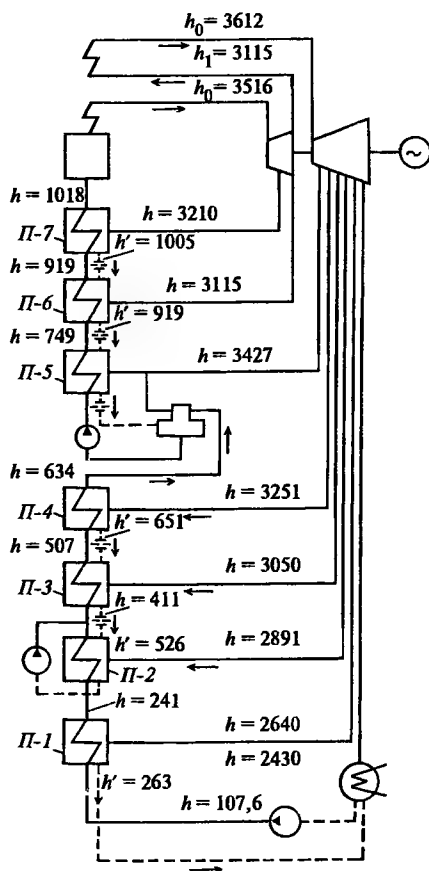


Рис. 1.29. Тепловая схема турбоустановки К-200-130 ЛМЗ

ватели. Количество обогреваемой воды, протекающей через ПНД-1 и ПНД-2, составляет $1 - \sum_2 \alpha = 0,7319$, по-

скольку ПНД-2 снабжен перекачивающим насосом, подающим конденсат греющего пара ПНД-4, ПНД-3 и ПНД-2 непосредственно в водяную магистраль за ПНД-2. Расчет представлен в табл. 1.2.

Приведенный использованный теплоперепад

$$\bar{H}_i = \sum (1 - \sum \alpha) H_{iz} = 1323,5 \text{ кДж/кг.}$$

В последнем столбце табл. 1.2 выписаны произведения использованных теплоперепадов отсеков на количество пара, протекающего через эти отсеки. Сумма этих произведений является приведенной работой $\bar{H}_i$, совершаемой 1 кг пара, подводимого к турбине.

Количество теплоты q_1 , затрачиваемой в котле на получение 1 кг пара с учетом того, что в промежуточном перегревателе протекает лишь 0,8794 кг пара, составляет

$$q_1 = h_0 - h_7 + \left(1 - \sum_1 \alpha\right) (h_{\text{ин}} - h_1) = 3516 - 1018 + 0,8794(3612 - 3115) = 2935 \text{ кДж/кг.}$$

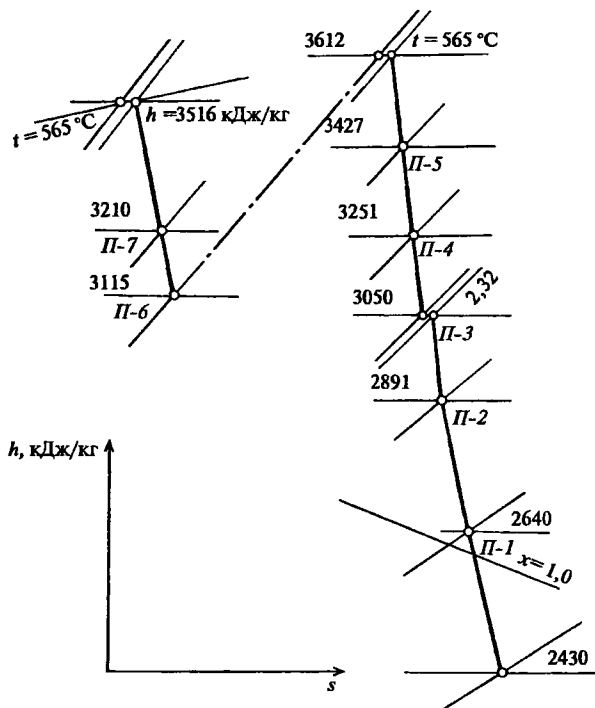


Рис. 1.30. Тепловой процесс турбины К-200-130 ЛМЗ

Таблица 1.2. Расчет тепловой схемы турбинной установки

Но- мер подо- грева- теля	Расчетная формула	Отбор	$(1 - \sum \alpha) H_{iz}$, кДж/кг
—	Теплоперепад от состояния свежего пара до верхнего отбора	0	306
7	$\alpha_7 = \frac{1018 - 919}{3210 - 1005}$	0,0449	90,7
6	$\alpha_6 = \frac{919 - 749 - 0,0449(1005 - 919)}{3115 - 919}$	0,0757	162,5
5	$\alpha_5 = \frac{749 - 634 - 0,1206(919 - 634)}{3427 - 634}$	0,0286	149,8
4	$\alpha_4 = 0,8508 \frac{634 - 507}{3251 - 651}$	0,0416	162,5
3	$\alpha_3 = \frac{0,8508(507 - 411) - 0,0416(651 - 526)}{3050 - 526}$	0,0304	124,0
2	$\alpha_2 = \frac{0,8508(411 - 241) - 0,072(526 - 241)}{2891 - 241}$	0,0469	183,0
1	$\alpha_1 = 0,7319 \frac{241 - 107}{2640 - 263}$	0,0413	145,0

Отношение приведенной работы, производимой 1 кг пара, к количеству теплоты, затрачиваемой на получение его в котле, определяет абсолютный внутренний КПД, который в данном случае равен

$$\eta_{ip} = \frac{\bar{H}_i}{q_1} = \frac{1323,5}{2935} = 0,451.$$

Удельный расход теплоты

$$q_i = \frac{1}{\eta_{ip}} = \frac{1}{0,451} = 2,22 \frac{\text{кДж}}{\text{кДж}} = 7982 \frac{\text{кДж}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

1.9. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ТУРБИННЫХ УСТАНОВОК АЭС

Электростанция, в которой ядерная энергия преобразуется в электрическую, называется атомной (АЭС). АЭС использует теплоту, которая выделяется в ядерном реакторе в результате цепной реакции деления ядер некоторых тяжелых элементов (в основном урана-233, урана-235 и др.).

Технологическое оборудование АЭС подразделяется на реакторную, парогенерирующую, паротурбинную, конденсационную установки. Взаимосвязь между этими установками образует тепловую схему АЭС.

Принципиальные тепловые схемы АЭС. В общем случае в схеме электростанции используются теплоноситель и рабочее тело. Рабочее тело — газообразное вещество, которое применяют в машинах для преобразования тепловой энергии в механическую. Для АЭС рабочим телом является водяной пар сравнительно низких параметров, насыщенный или слегка перегретый. Теплоноситель — движущаяся жидкая или газообразная среда, используемая для осуществления процесса отвода теплоты, выделяющейся в реакторе. В схемах АЭС теплоносителем является обычная или тяжелая вода, а иногда органические жидкости и инертный газ.

Основная классификация АЭС производится в зависимости от числа контуров теплоносителя и рабочего тела. Различают одноконтурные, двухконтурные, не полностью двухконтурные и трехконтурные АЭС (рис. 1.31).

При одноконтурной тепловой схеме АЭС (рис. 1.31, а) контуры теплоносителя и рабочего тела совпадают. В реакторе 1 происходит парообразование, пар направляется в паровую турбину 2, где производится механическая работа, которая в электрическом генераторе 3 превращается в электрическую энергию. В конденсаторе 4 происходит конденсация отработавшего пара, и образовавшийся конденсат питательным насосом 5 подается снова в реактор. Таким образом, контур рабочего тела является одновременно контуром теплоносителя и оказывается замкнутым. Реактор может работать как с естественной, так и с принудительной циркуляцией теплоносителя по дополнительному внутреннему контуру, на котором установлен соответствующий циркуляционный насос 6.

Большим преимуществом одноконтурных АЭС является их простота и меньшая стоимость оборудования по сравнению с АЭС, выполненными по другим схемам, а недостатком — радиоактивность теплоносителя, что выдвигает дополнительные требования при проектировании и эксплуатации паротурбинных установок АЭС.

В двухконтурной тепловой схеме АЭС (рис. 1.31, б) контуры теплоносителя и рабочего тела разделены. Контур теплоносителя, прокачиваемого через реактор 1 и парогенератор 7 циркуляционным насосом 6, называют *первым* или *реакторным*, а контур рабочего тела — *вторым*. Оба контура являются замкнутыми, и обмен теплотой между теплоносителем и рабочим телом осуществляется в парогенераторе 7. Турбина 2, входящая в состав второго контура, работает в условиях отсутствия радиационной активности, что упрощает ее эксплуатацию.

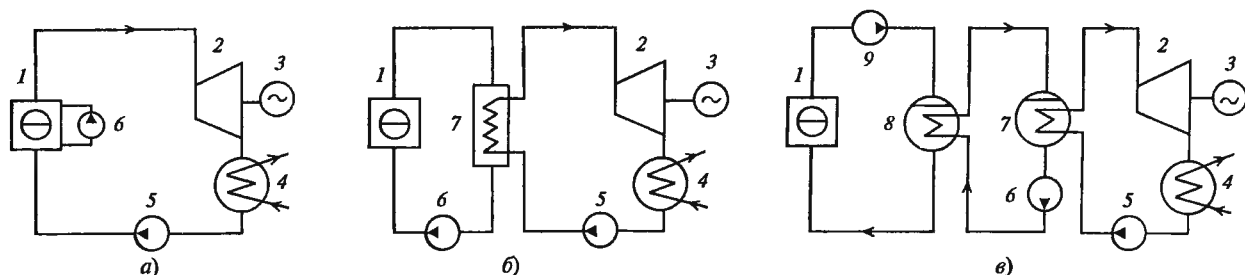


Рис. 1.31. Тепловые схемы АЭС:

а — одноконтурная; б — двухконтурная; в — трехконтурная

АЭС с двухконтурной тепловой схемой обычно оборудуются турбинами насыщенного пара. Однако имеются схемы, при которых пар на входе в турбину слабо перегрет.

Экономичность АЭС с двухконтурной тепловой схемой при прочих равных условиях всегда меньше, чем с одноконтурной. Следует отметить, что стоимость второго контура и парогенератора соизмеримы со стоимостью биологической защиты в одноконтурной схеме. Поэтому стоимости 1 кВт установленной мощности на АЭС одноконтурного и двухконтурного типов примерно одинаковы. На АЭС предполагается широкое использование в качестве теплоносителя жидкого металла, что позволит понизить давление в первом контуре, получить высокий коэффициент теплоотдачи и уменьшить расход теплоносителя. Обычно в качестве теплоносителя применяют жидкий натрий, температура плавления которого 98 °С. Однако применение жидкого натрия вызывает ряд эксплуатационных трудностей. Особенно опасен его контакт с водой, приводящий к бурной химической реакции, что может создать опасность выноса радиационно-активных веществ из первого контура в обслуживаемые помещения. Во избежание этого создается дополнительный промежуточный контур с более высоким давлением, чем в первом, и тепловая схема такой АЭС называется трехконтурной (рис. 1.31, в). В первом контуре радиоактивный теплоноситель насосом 9 прокачивается через реактор 1 и промежуточный теплообменник 8, в котором он отдает теплоту также жидкометаллическому, но не радиоактивному теплоносителю, прокачиваемому по промежуточному контуру теплообменник 8 — парогенератор 7. Контур рабочего тела аналогичен двухконтурной схеме АЭС (рис. 1.31, б).

Кроме приведенной классификации АЭС по числу контуров можно выделить отдельные типы АЭС в зависимости от следующих признаков: параметров и типов паровых турбин (например, АЭС на насыщенном и перегретом паре); способа перегрева пара (огневой или ядерный); параметров и типа теплоносителя; конструктивных особенностей и типа реактора и др.

Параметры пара. На АЭС с турбинами, работающими на влажном паре, начальные параметры характеризуются давлением p_0 (или температурой t_0) и степенью сухости пара x_0 . При использовании слабоперегретого пара под начальными параметрами понимают температуру t_0 и давление p_0 пара перед турбиной.

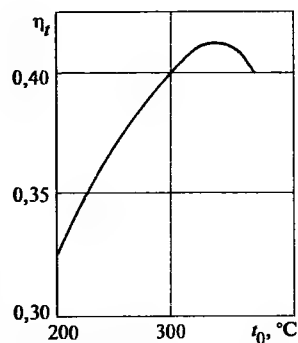


Рис. 1.32. Термический КПД цикла сухого насыщенного пара в зависимости от начальной температуры

Известно, что увеличение начальных параметров заметно повышает экономичность турбинной установки. На рис. 1.32 представлена зависимость термического КПД цикла сухого насыщенного пара, широко применяемого на АЭС, от начальной температуры.

Для турбин насыщенного пара увеличение термического КПД цикла происходит при повышении начальных параметров только до определенных значений. Максимум термического КПД цикла сухого насыщенного пара имеет место при начальной температуре пара около 350 °С и соответствующем ей начальном давлении пара 17 МПа. В настоящее время давление теплоносителя в реакторах не превышает 17 МПа, и поэтому начальное давление пара перед турбиной в основном определяется типом реактора.

Для одноконтурных АЭС на выбор начального давления пара перед турбиной оказывает существенное влияние интенсивность теплообмена в теплоделяющем элементе (твэле) реактора. Наибольшее значение коэффициента теплоотдачи от стенки твэла к кипящей воде соответствует давлению насыщенного пара 7 МПа. При этом давлении температура оболочки твэла, определяемая температурой кипения и коэффициентом теплоотдачи, находится в допустимых пределах. Применение более высокого начального давления пара приведет к росту температуры и уменьшению коэффициента теплоотдачи и заставит использовать более дорогостоящие материалы для изготовления конструкций твэла. Поэтому при работе турбины в составе одноконтурной АЭС давление в реакторе выбирают равным 7 МПа.

Для реактора одноконтурной АЭС, генерирующего насыщенный пар, кроме выбора давления и влажности важен выбор его активности. Для снижения активности пара после реактора применяют промывку и комплексную обработку воды реактора.

В простейшей тепловой схеме АЭС двухконтурного типа, когда парогенератор не имеет экономайзера и пароперегревателя, разность температур теплоносителя на входе в парогенератор и пара на выходе из него составляет 45—60 °С. Поэтому давление воды на выходе из реактора должно быть на 8—11 МПа выше давления пара на входе в турбину, что усложняет конструкцию корпуса реактора и обеспечение его надежности, особенно при больших его размерах. В связи с этим давление пара на входе в турбину двухконтурной АЭС выбирают по предельным значениям давления и температуры, на которые может быть рассчитан корпус реактора. Для двухконтурной АЭС $p_0 \leq 6,0 \dots 7,3$ МПа, а трехконтурной — $p_0 \leq 4,2 \dots 7,2$ МПа.

Выбор конечного давления p_k для АЭС принципиально не отличается от решения аналогичной задачи для ТЭС на органическом топливе. Однако вакуум в конденсаторе при низком начальном давлении пара и соответственно малом располагаемом теплоразбеге H_0 имеет большее значение, чем в паротурбинных установках на сверхкритические параметры пара. Вместе с тем из-за большого количества пара, поступающего в конденсатор, при углублении вакуума приходится усложнять конструкции ЦНД турбины.

Промежуточная сепарация и перегрев пара. В процессе расширения пара в турбине насыщенного пара (линия 1—2—3 на рис. 1.33), если не принимать никаких мер по удалению влаги, влажность в последних ступенях настолько велика, что η_{oi} оказывается существенно ниже, чем при работе с перегретым паром, а эрозия лопаток при этом становится недопустимо большой. Считается, что влажность $y_k = 10$ % допустима при окружных скоростях на периферии лопаток $u_{пер} < 520$ м/с, а $y_k = 16$ % — при $u_{пер} < 400$ м/с.

В турбинах АЭС для снижения конечной влажности применяют промежуточную сепарацию влаги из пара (линия 2—4 на рис. 1.33), промежуточный перегрев пара либо сепарацию с последующим перегревом отсепарированного пара (линия 2—4—6 на рис. 1.33). Промежуточная сепарация влаги разделяется на внешнюю [когда удаление влаги происходит в сепараторах (С), установленных вне турбины] и внутриканальную в проточной части турбины, которая будет рассмотрена в гл. 4.

Внешняя сепарация влаги связана с выводом из турбины всего потока пара в специальные устройст-

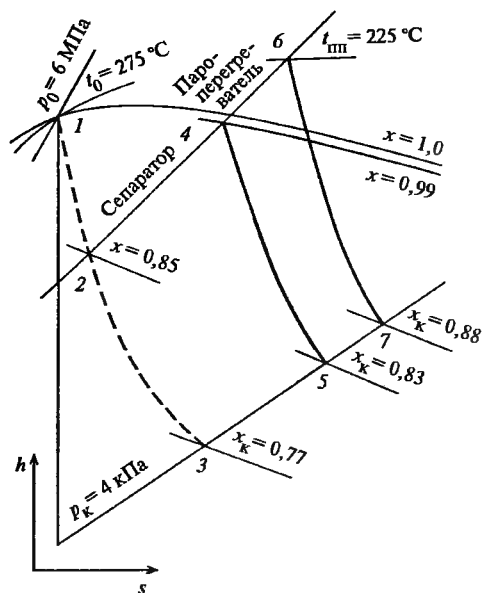


Рис. 1.33. Процесс расширения пара в турбинах насыщенного пара

ва — сепараторы и последующим возвращением его в турбину. Наиболее просто это можно осуществить в местах деления турбины на части. Вместе с тем наибольший экономический эффект от внешней сепарации получается при определенных параметрах пара. Давление $p_{разд}$, при котором происходит сепарация или сепарация и промежуточный перегрев пара, называется *разделительным*. Давление $P_{разд}$ существенно влияет на показатели экономичности турбоустановки и параметры сепаратора.

Внешняя сепарация (рис. 1.34, а) может повысить сухость пара до $x = 0,99 \dots 0,995$ и одновременно уменьшить влажность в последующих ступенях турбины, что дает выигрыш в КПД установки и повышает эрозионную надежность работы последних ступеней турбины.

Оптимальное разделительное давление в схемах АЭС с одной ступенью сепарации составляет $(0,1 \dots 0,15) p_0$.

На большинстве АЭС одновременно с внешней сепарацией применяется еще и промежуточный перегрев (рис. 1.34, б, в). Для промежуточного перегрева обычно используется пар, отбираемый из ЦВД, или свежий пар, чем и определяется максимальная температура перегрева (на 15—40 °С ниже t_0).

Перегрев свежим паром (рис. 1.34, б) снижает термический КПД цикла. Положительное влияние такого пароперегрева сказывается только на суше-

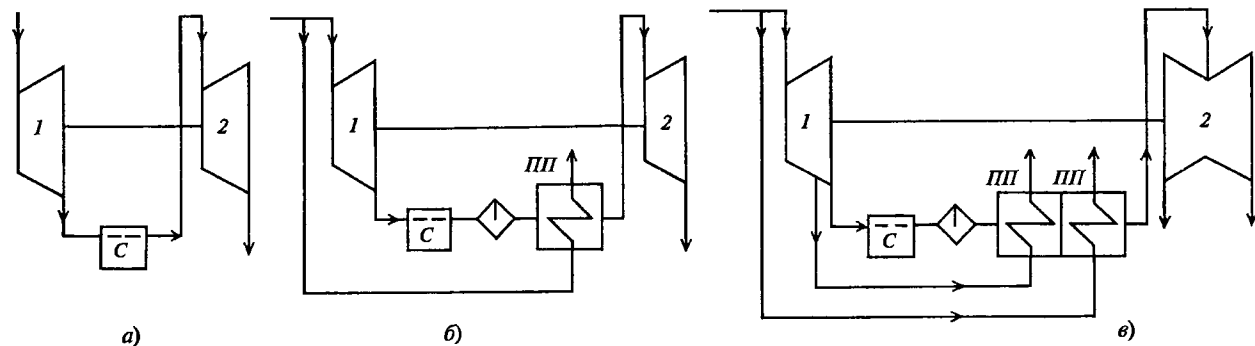


Рис. 1.34. Тепловые схемы турбин насыщенного пара с внешней сепарацией:

а — без промежуточного перегрева пара; *б* — с промежуточным одноступенчатым перегревом свежим паром; *в* — с двухступенчатым промежуточным перегревом отборным и свежим паром; *С* — сепаратор; *ПП* — промежуточный перегреватель; 1 — ЧВД; 2 — ЧНД

стvenном снижении потерь от влажности в последующих ступенях, повышении внутреннего относительного КПД и надежности турбины. Паровой перегрев используют в том случае, когда путем сепарации нельзя достигнуть допустимого уровня влажности пара в конце расширения. Разделительное давление пара в схемах АЭС с промежуточным перегревом пара выше, чем в схемах АЭС с внешней сепарацией, и составляет $p_{\text{разд}} = (0,18 \dots 0,23) p_0$.

В некоторых случаях бывает выгодно применять двухступенчатый перегрев (рис. 1.34, *в*): сначала паром из отбора, а затем свежим, причем оптимальное повышение энтальпии пара приблизительно одинаково в каждой ступени. Часто допускают отступление от такой разбивки ступеней перегрева для удобства организации отбора пара. Выбор того или иного способа сепарации, а также параметров, при которых она осуществляется, зависит от принципиальной тепловой схемы турбоустановки, ее характеристик, конструктивных особенностей и проводится на основании технико-экономических расчетов.

Регенеративный подогрев питательной воды. Регенеративный подогрев питательной воды осуществляется на всех АЭС и имеет следующие особенности: 1) в области насыщенного пара подогрев питательной воды за счет отбираемого пара термодинамически более выгоден, чем в зоне перегрева; 2) отборы влажного пара дают возможность почти без потерь выводить из проточной части влагу, сконцентрированную у периферии рабочих колес, что повышает КПД и надежность последующих ступеней турбины; 3) из-за меньшей энтальпии отбираемого пара увеличивается его доля и, следовательно, уменьшается доля пара, поступающего в конденсатор, что, в свою очередь, приводит к разгрузке ступеней низкого давления. Все это увели-

чивает во влажно-паровых турбинных установках эффективность системы регенеративного подогрева питательной воды и выгоду от повышения ее температуры ($t_{\text{п.в}}$).

В то же время с повышением $t_{\text{п.в}}$ увеличивается необходимая паропроизводительность парогенератора, что усложняет конструкции сепарирующих устройств и организацию циркуляции в кипящих реакторах.

Из экономических соображений принимается

$$t_{\text{п.в}} = (0,75 \dots 0,85)(t_{\text{п.в}}^{\text{опт}} - t_{\text{к}}) + t_{\text{к}},$$

где $t_{\text{п.в}}^{\text{опт}}$ — термодинамически оптимальная температура питательной воды; $t_{\text{к}}$ — температура насыщения при давлении в конденсаторе.

На практике принимают следующие значения температуры питательной воды, °С: для турбины К-70-30 — 195; К-220-44 — 225; К-500-65/3000 — 165; К-500-60 /1500—226; К-1000-60/3000—220.

1.10. КЛАССИФИКАЦИЯ ТУРБИН

В зависимости от характера теплового процесса различают следующие основные типы турбин:

1) конденсационные паровые турбины, в которых весь свежий пар, за исключением пара, отбираемого на регенерацию, протекая через проточную часть и расширяясь в ней до давления, меньшего, чем атмосферное, поступает в конденсатор, где теплота отработанного пара отдается охлаждающей воде и полезно не используется;

2) турбины с противодавлением, отработавший пар которых направляется к тепловым потребителям, использующим теплоту для отопительных или производственных целей;

Таблица 1.3. Основные показатели некоторых отечественных турбин

Показатель	T-50-130	ПТ-60-130/13	K-100-90	T-100-130	K-160-130	ПТ-135/165-130/15	K-200-130	K-300-240	K-300-240	T-250/300-240	K-500-240	K-800-240	K-1200-240
Завод-изготовитель	ТМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ТМЗ	ХТЗ	ТМЗ	ЛМЗ	ХТЗ	ЛМЗ	ТМЗ	ХТЗ	ЛМЗ	ЛМЗ
Год постройки	1960	1957	1958	1961	1958	1973	1958	1960	1960	1971	1964/1973	1970	1976
Номинальная мощность, МВт	55	60	110	105	160	135	210	300	300	250	500	800	1200
Максимальная мощность, МВт	65	75	115	120	165	165	215	320	330	300	535	850	1380
Начальное давление пара, МПа	12,75	12,75	8,83	12,75	12,75	12,75	12,75	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5
Начальная температура пара, °С	555	565	535	555	565	555	565	560	560	540	540	540	540
Давление промежуточного перегрева (разделительное), МПа	Нет	Нет	Нет	Нет	2,8	Нет	2,31	3,53	3,53	3,73	3,63	3,8	3,9
Температура промежуточного перегрева, °С	—	—	—	—	565	—	565	565	565	540	540	540	540
Конечное давление пара, кПа	5,4	—	3,43	—	3,43	7,35	3,46	3,43	3,43	6,9	3,5	3,43	3,58
Температура питательной воды, °С	232	242	227	232	229	—	240	265	265	263	265	274	274
Число регенеративных отборов пара	7	7	8	7	7	8	7	9	8	8	9	8	9
Расход пара*, кг/с	92/95	—/108	111/117	127/129	127/143	208/211	165/186	—/264	247/258	265/272	—/458	670	1018
Число цилиндров и потоков	1x1 + 1x1	1x1 + 1x1	1x1 + 1x2	1x1 + 1x1 + 1x2	1x1 + 1x2	1x1 + 1x1	1x1 + 1x1 + 1x2	1x1 + 1x1 + 1x3	1x1 + 1x1 + 1x3	1x1 + 1x1 + 1x1 + 1x2	1x1 + 1x1 + 1x1 + 1x2 + 2x2	1x1 + 1x2 + 1x1 + 1x2 + 3x2	1x1 + 1x2 + 1x1 + 1x2 + 3x2
КПД установки, %	—	—	39,6	—	43,7	—	44,8	46,8	46,7	—	46,7	46,7	47,1
Удельная масса турбины (без конденсатора и вспомогательного оборудования), кг/кВт	5,14	4,4	2,7	3,46	2,6	2,55	2,66	2,05	2,3	3,2	1,8	1,625	1,58
Длина последней лопатки, мм	550	665	665	550	780	850	765	1050	960	940	1030	960	1200

* Дробные числа означают номинальное и максимальное значения.

3) конденсационные турбины с регулируемым отбором пара, в которых часть пара отбирается из промежуточной ступени и отводится к тепловому потребителю при автоматически поддерживаемом постоянном давлении, а остальное количество пара продолжает работать в последующих ступенях и направляется в конденсатор;

4) турбины с регулируемым отбором пара и противодавлением, в которых часть пара отбирается при постоянном давлении из промежуточной ступени, а остальная часть проходит через последующие ступени и отводится к тепловому потребителю при более низком давлении.

По ГОСТ 3618-82 приняты следующие обозначения турбин. Первая буква характеризует тип турбины; К — конденсационная; Т — теплофикационная с отопительным отбором пара; П — теплофикационная с производственным отбором пара для промышленного потребителя; ПТ — теплофикационная с производственным и отопительным регулируемыми отборами пара; Р — с противодавлением; ПР — теплофикационная с производственным отбором и противодавлением; ТР — теплофикационная с отопительным отбором и противодавлением; ТК — теплофикационная с отопительным отбором и большой конденсационной мощностью; КТ — теплофикационная с отопительными отборами нерегулируемого давления.

После буквы в обозначении указываются мощность турбины, МВт (если дробь, то в числителе номинальная, а в знаменателе максимальная мощность), а затем начальное давление пара перед стопорным клапаном турбины, МПа (кгс/см^2 в старых обозначениях). Под чертой для турбин типов П, ПТ, Р и ПР указывается номинальное давление производственного отбора или противодавление, МПа (кгс/см^2).

В обозначении турбин АЭС часто присутствует частота вращения ротора 25 или 50 с^{-1} .

Конденсационные турбины мощностью свыше 150 МВт работают с промежуточным перегревом пара.

Под номинальной мощностью понимается наибольшая мощность, которую турбина должна развивать длительное время при номинальных значениях всех других основных параметров.

Максимальная мощность — наибольшая мощность, которую турбина должна длительно развивать при чистой проточной части и отсутствии отборов пара для внешних потребителей теплоты.

Основные параметры и характеристики современных отечественных турбин, наиболее распространенных на тепловых электростанциях России, приведены в табл. 1.3.

ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ В ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ

2.1. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ ДЛЯ ПОТОКА СЖИМАЕМОЙ ЖИДКОСТИ

Преобразование энергии в турбинной ступени, а также энергетические характеристики других элементов проточной части турбины — стопорных и регулирующих клапанов, выходных патрубков, перепускных труб, отборов пара из корпуса турбины и других — описываются в общем случае на основе законов течения сжимаемой жидкости (пара или газа), которые изучаются в курсе гидрогазодинамики. Механика потока сжимаемой жидкости является основой для проектирования и совершенствования проточной части турбины, а также для изучения явлений, возникающих в проточной части при эксплуатации.

В настоящей главе рассматриваются некоторые вопросы из механики сжимаемой жидкости — основные законы одномерного движения и некоторые случаи двумерного и пространственного течения, необходимые для описания процессов в проточной части турбины.

Одномерным называют такое движение жидкости, когда во всех точках поперечного сечения канала параметры жидкости (скорость, давление, удельный объем и др.) можно считать постоянными, а изменение параметров происходит вдоль канала. В реальных потоках рабочего тела в паровых и газовых турбинах параметры в поперечном сечении канала не сохраняются постоянными. Например, скорость потока вблизи стенок вследствие трения всегда ниже, чем в ядре потока; в криволинейных каналах давление поперек потока изменяется, причем на границе такого канала с большим радиусом кривизны оно всегда выше, чем на границе канала с малым радиусом кривизны, и т.д. При использовании уравнений одномерного движения для потоков в проточной части турбин делают допущение о постоянстве параметров в поперечном сечении канала.

Вторым существенным допущением при расчете потоков в проточной части турбин является предположение о неизменности параметров потока во вре-

мени, т.е. поток рассматривается установившимся. В реальных потоках в проточной части турбин параметры изменяются во времени по следующим причинам. Во-первых, в каналы рабочих лопаток, вращающихся вместе с ротором, из неподвижных сопловых каналов поступает поток с различной скоростью. В момент времени, когда канал рабочих лопаток движется за кромкой сопла, скорость потока небольшая, в следующий момент, когда поток поступает из центральной части соплового канала, скорость потока возрастает; таким образом, в канале рабочих лопаток периодически изменяется скорость потока, т.е. возникает явление, называемое *периодической нестационарностью потока* в проточной части турбин. Во-вторых, изменение параметров потока во времени возникает при сравнительно быстрых изменениях режима работы турбины: изменениях мощности, начальных параметров рабочего тела и т.п.

Кроме двух описанных допущений для потоков в проточной части турбин часто делают и другие допущения — например, об отсутствии теплообмена между потоком и стенками каналов и др.

Рассмотрим основные уравнения одномерного движения сжимаемой жидкости, необходимые для описания процесса преобразования энергии в турбинной ступени и ее расчета: уравнения состояния, неразрывности (расхода), количества движения и сохранения энергии.

Уравнение состояния. Параметры потока газа в каждом его сечении (в каждой точке, если поток не одномерный) связаны между собой уравнением состояния. Для идеального газа это уравнение хорошо известно и имеет вид

$$pv = RT, \quad (2.1)$$

где R — газовая постоянная.

Для пара это уравнение с некоторым приближением можно применять в случаях, когда пар находится в перегретом состоянии при достаточном

удалении от состояния насыщения. Более точной для перегретого пара является зависимость

$$h = \frac{k}{k-1} p v + \text{const}, \quad (2.2)$$

т.е. энтальпия пара остается неизменной при постоянном произведении $p v$.

Уравнение состояния для пара в общем случае, т.е. для всей области перегретого пара, а также для области влажного пара, имеет относительно громоздкий вид и практически используется только при расчетах на ЭВМ.

Широкое распространение в практике расчетов получили таблицы водяного пара и построенная на основе этих таблиц h, s -диаграмма водяного пара, которые позволяют с достаточной точностью проводить расчеты состояния пара в любой области.

Изменения состояния газа при переходе от одного сечения потока к другому (от одной точки к другой) могут быть самыми различными. В частности, процесс изменения состояния при неизменной температуре называется изотермическим, при неизменном давлении — изобарным, при отсутствии теплообмена между газом и окружающей средой и без потерь механической энергии потока — изоэнтропийным. Каждый из перечисленных процессов изменения состояния может быть описан соответствующим уравнением. Используемый в дальнейшем изоэнтропийный процесс изменения состояния газа описывается известным уравнением изоэнтропы

$$p v^k = \text{const}. \quad (2.3)$$

Для пара показатель изоэнтропы в этом уравнении изменяется в зависимости от состояния: для перегретого пара $k = 1,26 \dots 1,33$ и в среднем для приближенных расчетов можно принять $k = 1,3$, для сухого насыщенного пара $k = 1,135$. При расчетах с помощью h, s -диаграммы изоэнтропийное изменение состояния определяется вдоль линии $s = \text{const}$.

Уравнение неразрывности. Рассмотрим канал, в котором движение сжимаемой жидкости можно считать одномерным и установившимся. Сечениями $0-0$ и $1-1$, перпендикулярными направлению местной скорости потока, выделим участок канала (рис. 2.1). На основании закона сохранения массы и условия неразрывности течения для установившегося движения можно считать, что масса газа, поступившая в выделенный участок канала через сечение $0-0$, равна массе газа, вытекающей через сечение $1-1$ в единицу времени, т.е. $G_0 = G_1$. При нарушении этого равенства между сечениями $0-0$

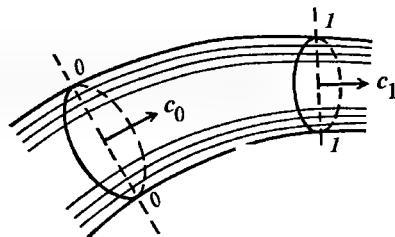


Рис. 2.1. К выводу уравнения неразрывности

и $1-1$ происходило бы накопление или уменьшение количества газа и, следовательно, изменение параметров газа с течением времени, что противоречит условию установившегося движения. Расход массы газа за одну секунду в сечении $0-0$ легко подсчитывается, если известны параметры потока в этом сечении — скорость c_0 , удельный объем v_0 , а также площадь поперечного сечения F_0 :

$$G_0 = \frac{F_0 c_0}{v_0}.$$

Аналогично вычисляется расход массы в сечении $1-1$:

$$G_1 = \frac{F_1 c_1}{v_1}.$$

Из равенства расходов в сечениях $0-0$ и $1-1$ следует

$$\frac{F_0 c_0}{v_0} = \frac{F_1 c_1}{v_1}.$$

Таким образом, для любого поперечного сечения одномерного установившегося потока расход массы есть величина постоянная для данного потока, которая определяется по уравнению

$$G = \frac{F c}{v} = \text{const}. \quad (2.4)$$

Из интегральной формы уравнения неразрывности (2.4) легко может быть получена дифференциальная форма этого уравнения. Логарифмируя и дифференцируя равенство (2.4), получаем

$$\frac{dF}{F} = \frac{dv}{v} - \frac{dc}{c}. \quad (2.5)$$

Из уравнения (2.5) следует, что относительное приращение площади поперечного сечения потока определяется относительными приращениями скорости и удельного объема. Если относительное приращение скорости больше, чем приращение удель-

ного объема, то площадь поперечного сечения потока должна уменьшаться с увеличением скорости потока — такая зависимость выполняется для дозвуковых потоков; если же приращение скорости меньше приращения удельного объема, то площадь сечения должна увеличиваться с увеличением скорости потока — такая зависимость выполняется для сверхзвуковых потоков. Справедливость этих закономерностей доказывается в курсе гидрогазодинамики.

Если в поперечном сечении канала параметры потока нельзя считать постоянными, вычисление расхода массы через это сечение может быть выполнено интегрированием по площади с учетом местных значений параметров потока во всех точках этого сечения:

$$G = \int_F \frac{c}{v} dF. \quad (2.6)$$

Уравнение количества движения. Для одномерного установившегося потока рассмотрим элемент жидкости, выделенный из потока двумя поперечными сечениями с площадями F и $F + dF$, расположенными на расстоянии dx вдоль оси потока (рис. 2.2). На этот элемент жидкости действуют следующие силы: в сечении F — сила давления pF , направленная слева направо, в сечении $F + dF$ — сила $\left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx\right)(F + dF)$, направленная справа налево, на боковую поверхность элемента — сила $\left(p + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx\right) dF$, равная проекции сил давления, перпендикулярных этой поверхности, и направленная слева направо, и сила сопротивления (трения) dS , направленная вдоль боковой поверхности элемента противоположно скорости потока. На основании закона Ньютона сумма всех перечисленных сил

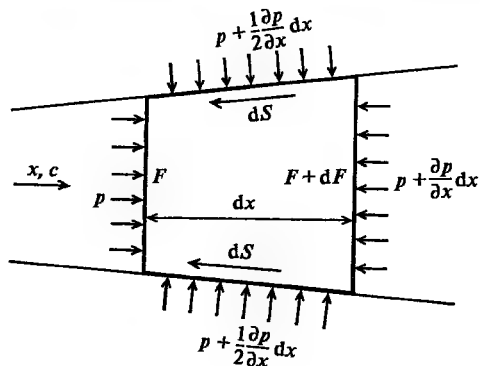


Рис. 2.2. К выводу уравнения количества движения

равняется произведению массы выделенного элемента потока на его ускорение:

$$\frac{F dx}{v} \frac{dc}{dt} = pF + \left(p + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx\right) dF - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x}\right)(F + dF) - dS. \quad (2.7)$$

Разделим все члены этого уравнения на $dm = F dx/v$ и, пренебрегая членами малого порядка, получим

$$\frac{dc}{dt} = -v \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{dS}{dm} = -v \frac{\partial p}{\partial x} - S_1, \quad (2.8)$$

где S_1 — сила сопротивления, отнесенная к единице массы потока.

Для одномерного установившегося потока давление является функцией одной переменной x и поэтому

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{dp}{dx}.$$

Умножая левую и правую части уравнения (2.8) на dx , с учетом того, что

$$\frac{dx}{dt} = c,$$

записываем уравнение количества движения для одномерного установившегося потока в окончательном виде:

$$c dc = -v dp - S_1 dx. \quad (2.9)$$

При отсутствии сил сопротивления (трения) на боковой поверхности потока и при изэнтропийном характере течения уравнение (2.9) легко интегрируется на конечном участке потока между сечениями 0—0 и 1—1 (см. рис. 2.1). Так как $S_1 = 0$, то

$$c dc + v dp = 0, \quad (2.9a)$$

а условие постоянной энтропии позволяет найти удельный объем из уравнения изэнтропы (2.3):

$$v = v_0 \frac{p_0^{1/k}}{p^{1/k}}.$$

Обозначив скорость в сечении 0—0 c_0 , а в сечении 1—1 c_{1t} (теоретическая скорость, так как процесс изменения состояния между сечениями изэнтропийный), в результате интегрирования получим уравнение количества движения (уравнение им-

пульсов) для одномерных изэнтропийных потоков в интегральной форме:

$$\frac{c_{1t}^2 - c_0^2}{2} = \int_{p_0}^{p_1} v \, dp = p_0^{1/k} v_0 \int_{p_1}^{p_0} \frac{dp}{p^{1/k}} =$$

$$= \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (2.10)$$

Уравнение сохранения энергии. Рассмотрим установившийся поток пара или газа между сечениями 0—0 и 1—1 (рис. 2.3). Как известно из термодинамики, в сечении 0—0 каждый килограмм пара или газа в потоке обладает энергией, равной сумме энтальпии h_0 и кинетической энергии $c_0^2/2$, а в сечении 1—1 — энергией, равной сумме энтальпии h_1 и кинетической энергии потока $c_1^2/2$. Между сечениями 0—0 и 1—1 к каждому килограмму протекающего пара или газа в общем случае подводится теплота q и отводится механическая работа L . Тогда в соответствии с законом сохранения энергии для установившегося режима количество подводимой к системе энергии должно быть равно количеству отводимой от системы энергии:

$$h_0 + c_0^2/2 + q = h_1 + c_1^2/2 + L. \quad (2.11)$$

Уравнение сохранения энергии (2.11) справедливо как для потоков с потерями механической энергии (за счет трения и других диссипативных процессов), так и для изэнтропийных потоков, т.е. потоков без потерь механической энергии.

В дифференциальной форме уравнение сохранения энергии для потока имеет следующий вид:

$$dh + c \, dc - dq + dL = 0. \quad (2.12)$$

Для энергетически изолированных потоков, т.е. для потоков без подвода (отвода) теплоты и механической работы, уравнение (2.12) запишется в виде

$$dh + c \, dc = 0. \quad (2.12a)$$

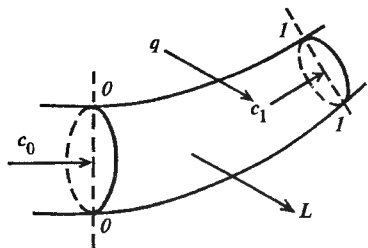


Рис. 2.3. К выводу уравнения энергии

В интегральной форме уравнение сохранения энергии для энергетически изолированных потоков запишется в виде

$$h + c^2/2 = \text{const}, \quad (2.13)$$

т.е. для 1 кг массы рабочего тела любого поперечного сечения одномерного потока сумма энтальпии и кинетической энергии есть величина постоянная для данного потока.

Часто энтальпию выражают через удельный объем и давление, и соответственно уравнение сохранения энергии записывается в следующей форме:

$$\frac{k}{k-1} p v + c^2/2 = \text{const}. \quad (2.14)$$

Следует заметить, что уравнение импульсов для изэнтропийных потоков (2.10) легко приводится к форме (2.14). Таким образом, уравнение импульсов для изэнтропийных потоков совпадает по форме с уравнением сохранения энергии; однако для неизоэнтропийных потоков (потоков с необратимыми потерями механической энергии) уравнение сохранения энергии не изменяет своего вида, а уравнение импульсов должно включать член, учитывающий силы сопротивления (трения и т.п.).

2.2. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ПАРАМЕТРЫ ПОТОКОВ В КАНАЛАХ

Одномерные течения в каналах разделяются на *конфузорные* и *диффузорные*.

Конфузорными называются такие течения в каналах, когда скорость рабочего тела увеличивается в направлении потока.

Диффузорными называются течения, в которых скорость рабочего тела уменьшается в направлении потока.

В проточных частях турбомашин (паровых и газовых турбин, компрессоров) конфузорными являются течения в каналах сопловых и рабочих лопаток турбин, во входных патрубках этих машин; диффузорными являются течения в каналах направляющих и рабочих лопаток компрессоров, в выходных патрубках паровых и газовых турбин и компрессоров, в диффузорных элементах стопорных и регулирующих клапанов. Следует отметить, что в каналах рабочих лопаток специальных ступеней течение пара или газа может быть диффузорным.

Основные уравнения одномерных потоков, приведенные в предыдущем параграфе, позволяют рассчитывать течения в каналах турбомашин. Из уравнения сохранения энергии (2.13) следует, что при

Разность энтальпий $\bar{h}_0 - h_{1t} = h_0 - h_{1t} + \frac{c_0^2}{2} = \frac{c_{1t}^2}{2}$ называют *располагаемым теплоперепадом*

сопла и обозначают $\bar{H}_{0c}$, который в h, s -диаграмме изображается отрезком изоэнтропы (рис. 2.4).

Для определения параметров полного торможения во входном сечении сопла следует отложить в h, s -диаграмме от точки 0 вверх по изоэнтропе отрезок $c_0^2/2$, соответствующий кинетической энергии скорости потока на входе в сопло. Через точку $\bar{0}$ в конце этого отрезка проходят изобара $\bar{p}_0$, изотерма $\bar{t}_0$, линия энтальпии $\bar{h}_0$ и другие линии параметров.

Аналогично для определения параметров полного торможения в выходном сечении сопла следует отложить в h, s -диаграмме от точки 1 вверх по изоэнтропе отрезок $c_1^2/2$, соответствующий кинетической энергии потока на выходе из сопла. Через точку $\bar{1}$ в конце этого отрезка проходят изобара давления полного торможения $\bar{p}_1$ и изотерма температуры полного торможения $\bar{t}_1$.

Таким образом, в потоках с потерями кинетической энергии давление полного торможения уменьшается вдоль потока.

В отличие от параметров полного торможения $p_0, t_0, h_0, p_1, t_1, h_1$ называют *статическими* давлением, температурой, энтальпией в соответствующих сечениях.

Разность энтальпий $h_1 - h_{1t}$ эквивалентна работе, совершенной газом против сил трения и других диссипативных сил при реальном течении, которая превращается в теплоту и передается потоку. Другими словами, разность энтальпий $h_1 - h_{1t}$ представляет собой потери кинетической энергии потока вследствие трения и других необратимых процессов в потоке. Для сопел эта величина потерь энергии обозначается ΔH_c (рис. 2.4) и может быть вычислена из уравнений сохранения энергии для

теоретического и реального потоков $h_{1t} + \frac{c_{1t}^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2}$. Поэтому

$$\Delta H_c = h_1 - h_{1t} = \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2}. \quad (2.18)$$

Для характеристики потоков важными являются понятия *скорости звука* и *критической скорости потока*. Скорость звука определяется по статическим параметрам потока:

$$a = \sqrt{kp v} = \sqrt{kRT}. \quad (2.19)$$

Критической скоростью потока $c_{кр}$ называется скорость газа в том сечении, где скорость потока равна местной скорости звука: $c = a = c_{кр}$. Сечение, где скорость потока достигает критической скорости, называется *критическим*. Параметры потока этого сечения называются также *критическими* ($p_{кр}, T_{кр}, h_{кр}, v_{кр}$).

Как следует из уравнения (2.19), местная скорость звука зависит только от статической температуры в том сечении потока, в котором вычисляется скорость звука. Следовательно, критическая скорость потока определяется по его критической температуре:

$$c_{кр} = \sqrt{kRT_{кр}}.$$

Для расчетов потока важными являются его безразмерные параметры. К ним относятся относительное давление ϵ , равное отношению давления (статического) к давлению полного торможения в данном сечении $p/\bar{p}$, относительная температура $T/\bar{T}$; относительный удельный объем $v/\bar{v}$ и т.п. К безразмерным параметрам потоков относятся также безразмерные величины M и λ . Число M равно отношению скорости потока к скорости звука в данном сечении c/a и называется *числом Маха*, безразмерная скорость λ определяется как отношение скорости потока в данном сечении к критической скорости потока $c/c_{кр}$. Между любыми двумя безразмерными параметрами потока легко устанавливаются функциональные зависимости. Например, из уравнения сохранения энергии в форме (2.15)

Таблица 2.1. Критические параметры потоков при изэнтропийном расширении

Газ или пар, из которого образован поток	Показатель изэнтропии k	Критическое отношение давлений $\epsilon_{кр}$	Критическая скорость $c_{кр}$, м/с	Коэффициент $\kappa = k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}$
Воздух	1,4	0,5283	$1,08 \sqrt{\bar{p}_0 \bar{v}_0}$	0,685
Перегретый пар	1,3	0,5457	$1,064 \sqrt{\bar{p}_0 \bar{v}_0}$	0,667
Сухой насыщенный пар	1,135	0,5774	$1,032 \sqrt{\bar{p}_0 \bar{v}_0}$	0,635

можно получить, заменяя kpv на a^2 , новую его форму (2.15а):

$$\frac{c^2}{2} + \frac{a^2}{k-1} = \frac{k+1}{k-1} \frac{c_{кр}^2}{2},$$

где константа в правой части выражена через критическую скорость. Разделив все члены (2.15) на константу — правую часть уравнения, причем первый член — на константу, выраженную через критическую скорость, а второй член на константу, выраженную через параметры торможения $\bar{p}$ и $\bar{v}$ (2.15), получим

$$\frac{k-1}{k+1} \lambda^2 + \frac{p}{\bar{p}} \frac{v}{\bar{v}} = 1$$

или, используя уравнение изэнтропии, находим для любого сечения

$$\epsilon = \frac{p}{\bar{p}} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (2.20)$$

В критическом сечении $\lambda = 1$ и, следовательно, критическое отношение давлений $p_{кр}/\bar{p}$ будет определяться по формуле

$$\epsilon_{кр} = \frac{p_{кр}}{\bar{p}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (2.20a)$$

Значения критического отношения давлений для воздуха и водяного пара приведены в табл. 2.1.

Критическую скорость часто определяют через температуру полного торможения в потоке. Приравняв константы уравнений сохранения энергии в формах (2.15) и (2.15а), получаем

$$c_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} R\bar{T}}, \quad (2.21)$$

или

$$c_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \bar{p} \bar{v}}. \quad (2.21a)$$

Важным безразмерным параметром потока является приведенный (относительный) расход q , который определяется как отношение расхода массы через единицу площади данного сечения G/F к расходу массы через единицу площади этого же сечения при критических параметрах потока в нем $G_{кр}/F$, т.е. $q = \frac{G}{F} \frac{F}{G_{кр}} = \frac{G}{G_{кр}}$, или, используя уравнение неразрывности (2.4), получаем

$$q = \frac{c}{v} \frac{v_{кр}}{c_{кр}}. \quad (2.22)$$

Приведенный расход q можно вычислить через значение любого другого безразмерного параметра — λ , ϵ , $T/\bar{T}$, $v/\bar{v}$ и т.д. Разделив числитель и знаменатель (2.22) на $\bar{v}$ и использовав уравнение изэнтропии и (2.20), получим, в частности,

$$q = \lambda \left(\frac{k+1}{2} - \frac{k-1}{2} \lambda^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}, \quad (2.23)$$

или

$$q = \sqrt{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{2}{k-1} (\epsilon^{2/k} - \epsilon^{(k+1)/k})}. \quad (2.24)$$

Зависимости между любыми безразмерными параметрами в одном и том же сечении потока (2.20), (2.23), (2.24) и другие называются *газодинамическими функциями*, таблицы которых приводятся в справочниках и курсе гидрогазодинамики. Графики этих функций представлены на рис. 2.5. Газодинамические функции удобны для расчетов потоков в каналах.

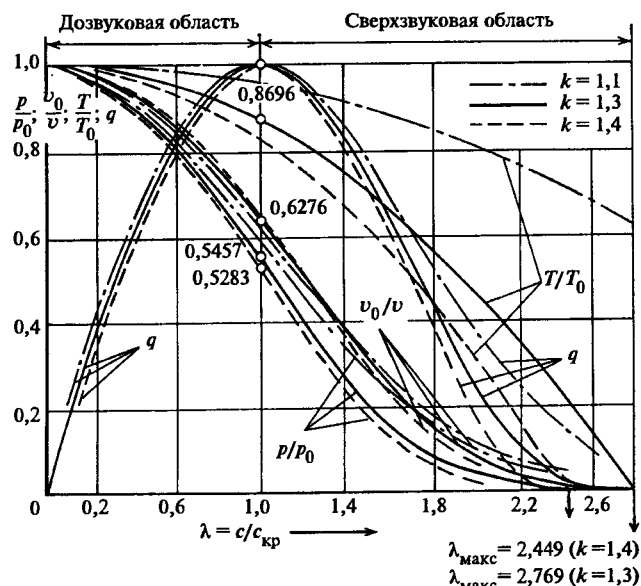


Рис. 2.5. Зависимости безразмерных параметров потока от относительной скорости λ .

Приведенный расход при изэнтропийном течении в канале можно представить как отношение площади критического сечения канала к площади сечения, в котором вычисляется приведенный расход (рис. 2.6, а). Запишем уравнение неразрывности для сечений с площадями F и $F_{кр}$:

$$G = G_{кр} = \frac{cF}{v} = \frac{c_{кр}F_{кр}}{v_{кр}}.$$

Из этого соотношения следует, что приведенный расход в сечении

$$q = \frac{c}{c_{кр}} \frac{v_{кр}}{v} = \frac{F_{кр}}{F}. \quad (2.25)$$

При выводе уравнения (2.25) предполагалось, что минимальное сечение канала является критическим. Это предположение строго доказывается в курсе гидрогазодинамики. Используя соотношение (2.25), можно рассчитать параметры потока в любом сечении канала при изэнтропийном течении, если известны параметры в каком-либо другом сечении данного канала. Действительно, из геометрических характеристик канала легко найти отношение приведенных расходов в искомом сечении площадью F и в сечении площадью F_1 , где известны параметры течения:

$$\frac{q}{q_1} = \frac{F_1}{F_{кр}} \frac{F_{кр}}{F} = \frac{F_1}{F}. \quad (2.26)$$

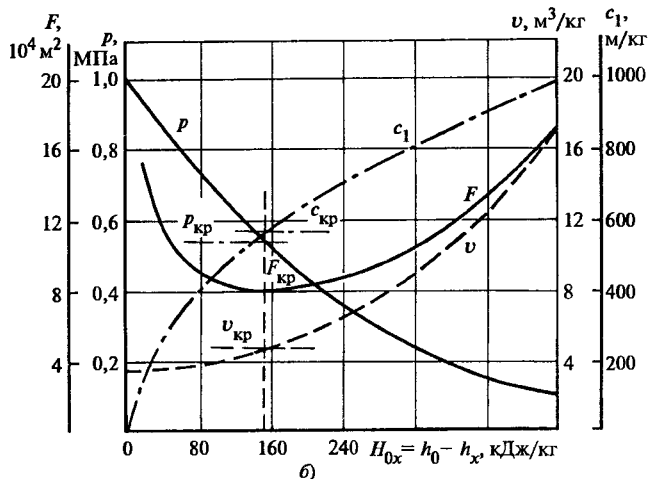
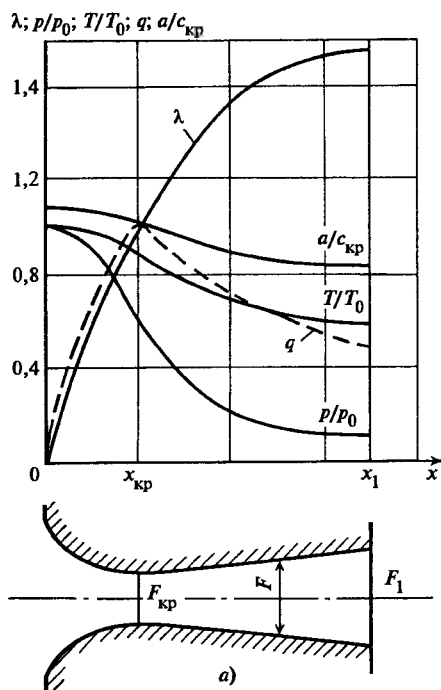


Рис. 2.6. Распределение параметров в потоке вдоль оси сопла Лавали для безразмерных параметров (а) и для потока с фиксированными размерными параметрами перед соплом (б)

Далее по значению q находят все искомые безразмерные параметры потока в сечении F по таблицам газодинамических функций или по соответствующим уравнениям (2.20), (2.23), (2.24). Как следует из (2.26), в рассчитываемом сечении канала обязательно должны достигаться критические параметры. При расчете следует помнить, что одному и тому же значению q соответствуют два значения любого другого безразмерного параметра потока, причем одно значение соответствует дозвуковым

скоростям потока, а другое — сверхзвуковым скоростям (см. рис. 2.5).

Для примера рассмотрим распределение безразмерных параметров потока вдоль канала суживающе-расширяющейся формы (рис. 2.6, а) при изэнтропийном течении и при условии непрерывного ускорения потока слева направо. Каналы такой формы в качестве сопел турбин впервые применил Лаваль, и поэтому суживающе-расширяющиеся сопла называют *соплами Лавала*. Как уже отмечалось, в минимальном сечении этого канала при указанных условиях достигаются критические параметры и, следовательно, безразмерная скорость $\lambda = 1,0$. Левее этого сечения скорости в потоке дозвуковые, т.е. $\lambda < 1$, а относительное давление ϵ больше критического отношения $\epsilon_{кр}$; правее этого сечения скорости сверхзвуковые, т.е. $\lambda > 1$, а $\epsilon < \epsilon_{кр}$. Представленные на рис. 2.6, а зависимости безразмерных параметров вдоль оси сопла позволяют определить соответствующие истинные значения скорости потока c_1 , м/с, давления p , Н/м², температуры T , К, скорости звука a , м/с, в любом сечении потока, если известны параметры пара перед соплом $\bar{p}_0$ и $\bar{t}_0$. На рис. 2.6, б показаны кривые распределения скорости c_1 , давления p и удельного объема v вдоль оси сопла. Здесь H_{0x} — теплоперепад от параметров перед соплом до параметров в сечении x сопла.

Расход пара или газа через сопло Лавала может быть определен по параметрам любого сечения сопла. Часто расход определяют по параметрам в критическом сечении из уравнения неразрывности:

$$G = G_{кр} = \frac{F_{кр} c_{кр}}{v_{кр}}.$$

Подставляя $c_{кр}$ из (2.21) и выражая $v_{кр}$ из уравнения изэнтропы через удельный объем полного торможения и критическое отношение давлений, получаем

$$G_{кр} = F_{кр} \sqrt{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} k \frac{\bar{p}_0}{\bar{v}_0}},$$

или

$$G_{кр} = \kappa F_{кр} \sqrt{\bar{p}_0 / \bar{v}_0}, \quad (2.27)$$

где κ — коэффициент, зависящий от свойств пара или газа, протекающего через сопло (см. табл. 2.1).

Полученная формула позволяет определять не только расход через сопло Лавала, но и расход пара или газа при изэнтропийном течении через суживающееся сопло, если в выходном его сечении площадью F_1 устанавливаются критические параметры. В этом случае расход через суживающееся сопло называют *критическим*, а $F_1 = F_{кр}$.

Расход пара или газа через суживающееся сопло для любых параметров в выходном сечении при изэнтропийном течении определяют по уравнению неразрывности (2.4), в которое подставляют скорость потока c_{1t} и удельный объем v_{1t} для выходного сечения сопла площадью F_1 :

$$G = F_1 c_{1t} / v_{1t}.$$

Разделив и умножив правую часть этого уравнения на $c_{кр} / v_{кр}$, получим

$$G = \frac{F_1 c_{кр}}{v_{кр}} \frac{c_{1t}}{c_{кр}} \frac{v_{кр}}{v_{1t}}$$

или, используя (2.24), (2.25) и (2.27), приведем выражение к виду

$$G = G_{кр} q = \kappa F_1 \sqrt{\bar{p}_0 / \bar{v}_0} \times \sqrt{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{2}{k-1} (\epsilon^{2/k} - \epsilon^{(k+1)/k})}. \quad (2.28)$$

Из этой формулы следует, что расход через суживающееся сопло зависит от площади поперечного сечения на выходе из сопла F_1 , от параметров полного торможения перед соплом $\bar{p}_0$, $\bar{v}_0$ и отношения давления за соплом к давлению полного торможения перед соплом $\epsilon = p_1 / \bar{p}_0$. График зависимости расхода от отношения давлений при фиксированных параметрах перед соплом представлен на рис. 2.7, причем для $0 < \epsilon < \epsilon_{кр}$ график изображен

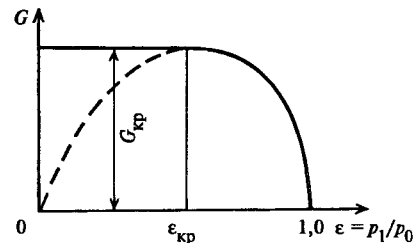


Рис. 2.7. Расход пара через сопло в зависимости от давления в выходном сечении сопла p_1 при $p_0 = \text{const}$

штриховой линией, а для $\epsilon > \epsilon_{кр}$ — сплошной. Как известно, левая ветвь кривой при реальном течении в сопле не реализуется, так как в этом случае независимо от давления за соплом в выходном его сечении параметры пара или газа критические, т.е. неизменные, а расход тоже критический (постоянный). Ветвь кривой правее $\epsilon_{кр}$ часто описывают уравнением эллипса, которое с большой степенью точности заменяет истинное уравнение расхода (2.28):

$$\left(\frac{G}{G_{кр}}\right)^2 + \frac{(\epsilon - \epsilon_{кр})^2}{(1 - \epsilon_{кр})^2} = 1 \quad (2.29)$$

или, поскольку $G/G_{кр} = q$,

$$q = \sqrt{1 - \frac{(\epsilon - \epsilon_{кр})^2}{(1 - \epsilon_{кр})^2}} \text{ при } \epsilon > \epsilon_{кр};$$

$$q = 1 \text{ при } \epsilon \leq \epsilon_{кр}.$$

При использовании таблиц газодинамических функций расход через суживающееся сопло для $\epsilon > \epsilon_{кр}$ удобно определять по значениям критического расхода $G_{кр}$ и приведенного расхода q , который однозначно определяется отношением $\epsilon = p/\bar{p}_0$. При $\epsilon < \epsilon_{кр}$ расход через суживающееся сопло равен критическому $G_{кр}$, и, следовательно, в этом случае нельзя использовать формулу (2.28).

2.3. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ В ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ

Под турбинной ступенью понимается совокупность неподвижного ряда сопловых лопаток, в каналах которых ускоряется поток пара или газа, и подвижного ряда рабочих лопаток, в которых энергия движущегося пара или газа преобразуется в механическую работу на вращающемся роторе по преодолению сил сопротивления приводимой машины. На рис. 2.8 представлен схематический чертеж турбинной ступени осевого типа: в продольном разрезе вдоль оси ротора (верхняя часть от оси ротора) и развертка цилиндрического сечения по среднему диаметру d по части сопловых и рабочих лопаток. В каналах сопловых лопаток рабочее тело (в дальнейшем под этим термином будем понимать пар или газ паровой или газовой турбины) расширяется

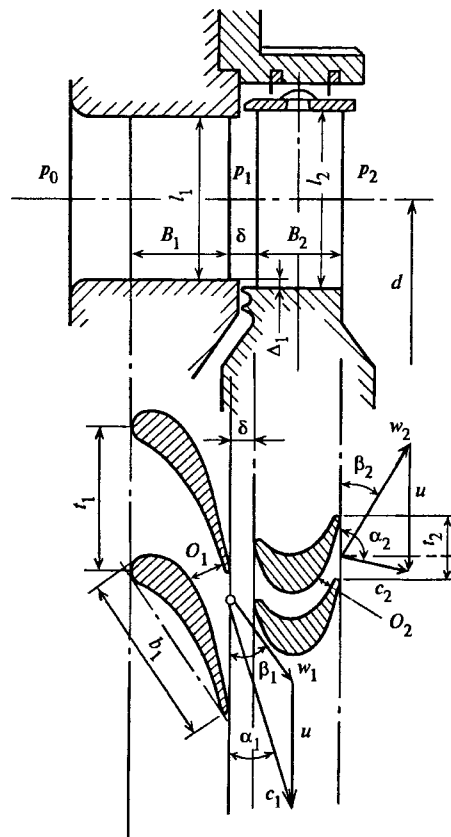


Рис. 2.8. Проточная часть осевой ступени и развертка цилиндрического сечения по среднему диаметру ступени:

O_1, O_2 — размеры горла сопловой и рабочей решеток

от давления перед сопловыми лопатками p_0 до давления в зазоре между сопловыми и рабочими лопатками p_1 . На выходе из сопловых лопаток рабочее тело приобретает в процессе расширения скорость c_1 , направленную под углом α_1 к вектору окружной скорости рабочих лопаток. Направление потока под углом задается соответствующей формой и установкой сопловых лопаток, которые хорошо видны на рис. 2.8. Рабочие лопатки перемещаются перед соплами с окружной скоростью u . Значение этой скорости зависит от диаметра d , на котором расположены рабочие лопатки, и от частоты вращения ротора n : $u = \pi d n$. На входе в рабочие лопатки рабочее тело в относительном движении перемещается с относительной скоростью w_1 . Вектор относительной скорости $\vec{w}_1$, как известно, оп-

ределяется геометрическим вычитанием из абсолютной скорости $\bar{c}_1$ переносной скорости $\bar{u}$. Векторы абсолютной $\bar{c}_1$, переносной $\bar{u}$ и относительной $\bar{w}_1$ скоростей образуют треугольник скоростей на входе в рабочие лопатки (*входной* треугольник). Угол между векторами относительной и переносной (окружной) скоростей обозначают β_1 . Направление входных кромок рабочих лопаток при изготовлении определяется направлением относительной скорости, т.е. углом β_1 . При течении в каналах рабочих лопаток происходит дальнейшее расширение рабочего тела от давления p_1 до давления p_2 за рабочими лопатками, а также поворот потока. За счет поворота потока и расширения рабочего тела на рабочих лопатках создается усилие и, следовательно, крутящий момент на роторе, который и производит работу. За счет поворота потока в каналах рабочих лопаток создается активная часть усилия, а за счет ускорения потока в каналах рабочих лопаток — реактивная часть усилия, действующего на рабочие лопатки.

На выходе из каналов рабочих лопаток относительная скорость рабочего тела обозначается w_2 и определяется кинетической энергией в относительном движении на входе в каналы рабочей решетки и энергией при расширении рабочего тела от давления p_1 до давления p_2 . Сложив векторы относительной $\bar{w}_2$ и переносной $\bar{u}$ (окружной) скоростей, получим вектор абсолютной скорости $\bar{c}_2$. Угол вектора скорости $\bar{w}_2$ с направлением, обратным $\bar{u}$, обозначают β_2 , а его значение определяется формой профиля рабочей лопатки и ее установкой на роторе; при этом направлением выходной кромки рабочей лопатки определяется направление относительной скорости потока на выходе из рабочих лопаток. Угол вектора скорости $\bar{c}_2$ с направлением, обратным $\bar{u}$, обозначают α_2 . Треугольник скоростей, образованный векторами $\bar{w}_2$, $\bar{u}$ и $\bar{c}_2$, называют *выходным*.

Процесс течения рабочего тела в турбинной ступени изображен на рис. 2.9 в h, s -диаграмме. Расширение рабочего тела в сопловых каналах ступени от состояния перед ступенью, определяемого точкой 0,

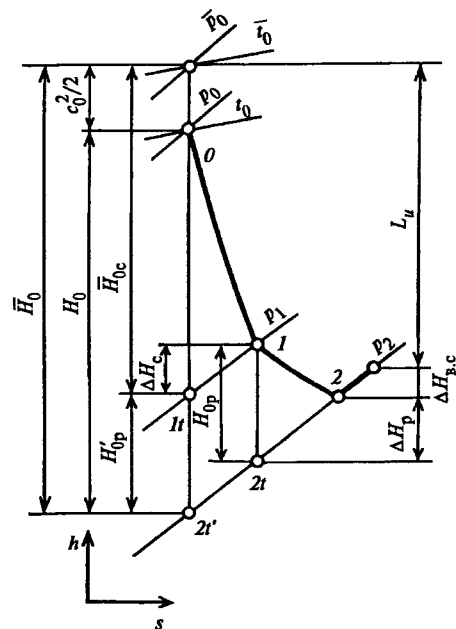


Рис. 2.9. Процесс течения пара (газа) в турбинной ступени в h, s -диаграмме

до точки $1t$ соответствует теоретическому (изоэнтальпийному) процессу течения в соплах. Реальный процесс в соплах сопровождается потерями энергии ΔH_c [см. формулу (2.18)], которые в виде теплоты вновь возвращаются в поток и повышают энтальпию за соплами. Действительное состояние рабочего тела за соплами изображается точкой 1 . Разность энтальпий $h_0 - h_{1t}$ в сумме с кинетической энергией на входе в сопла $c_0^2/2$ составляет располагаемую энергию в соплах $\bar{H}_{0c}$, равную кинетической энергии потока на выходе из сопл $c_{1t}^2/2$ при истечении без потерь энергии. В соответствии с уравнением сохранения энергии (2.16) теоретическая скорость потока на выходе из сопл определяется по формуле

$$c_{1t} = \sqrt{2(h_0 - h_{1t}) + c_0^2} = \sqrt{2\bar{H}_{0c}}. \quad (2.30)$$

Действительная скорость истечения из сопл из-за потерь энергии в соплах меньше c_{1t} :

$$c_1 = \varphi c_{1t}, \quad (2.31)$$

где φ — коэффициент скорости сопл.

Теоретический процесс расширения рабочего тела в рабочих лопатках изображается линией от

точки 1 до точки 2t, разность $h_1 - h_{2t}$ обозначается H_{0p} и называется *располагаемым теплоперепадом рабочих лопаток*, разность $h_2 - h_{2t}$ представляет собой потери энергии в рабочих лопатках ΔH_p . Для потока в относительном движении уравнение сохранения энергии для сечений на входе и выходе из каналов рабочих лопаток запишется в следующем виде*:

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2}. \quad (2.32)$$

В правой части этого уравнения отсутствует член, характеризующий отводимую от рабочих лопаток к ротору турбины механическую работу, так как механическая работа силы взаимодействия между лопаткой и потоком в координатах движущейся лопатки равна нулю. Действительно, точка приложения этой силы не перемещается по отношению к наблюдателю, вращающемуся вместе с рабочими лопатками (условно). Перемещение точки приложения силы входит сомножителем в выражение механической работы.

По аналогии с формулой (2.30) из (2.32) получим выражение для определения теоретической скорости потока в относительном движении на выходе из рабочих лопаток:

$$w_{2t} = \sqrt{2(h_1 - h_{2t}) + w_1^2} = \sqrt{2H_{0p} + w_1^2}. \quad (2.33)$$

Действительная скорость на выходе из рабочих лопаток будет меньше w_{2t} :

$$w_2 = \psi w_{2t}, \quad (2.34)$$

где ψ — коэффициент скорости рабочих лопаток.

Потери энергии ΔH_p находят по формуле, аналогичной (2.18):

$$\Delta H_p = \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2}. \quad (2.35)$$

* Такая запись справедлива для осевой ступени при одинаковых средних диаметрах на входе и выходе из рабочей решетки. В других случаях, когда $d_{вх} \neq d_{вых}$, в правой части добавляется член, учитывающий работу кориолисовых и центробежных сил:

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}.$$

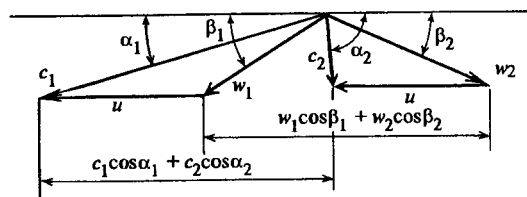


Рис. 2.10. Треугольники скоростей для потока пара (газа) в турбинной ступени

На рис. 2.9 отрезок H_0 , равный разности $h_0 - h_{2t}$, изображает располагаемый теплоперепад ступени по статическим параметрам, а отрезок $\bar{H}_0$, включающий кинетическую энергию скорости на входе в сопла $c_0^2/2$, — располагаемый теплоперепад ступени по параметрам полного торможения перед ступенью и статическому давлению за ней. Если на выходе из рабочих лопаток поток, обладающий кинетической энергией $c_2^2/2 = \Delta H_{в.с.}$, попадает в камеру, то эта энергия расходуется на повышение температуры (энтальпии) рабочего тела вследствие изобарического торможения в этой камере. Величина $\Delta H_{в.с.}$ называется *потерей энергии с выходной скоростью ступени* и изображается в h, s -диаграмме, как показано на рис. 2.9.

Изображенные на рис. 2.8 треугольники скоростей на входе и выходе из рабочих лопаток при расчете турбинной ступени обычно совмещают вершинами в одну точку (рис. 2.10). Для построения треугольников скоростей угол α_1 вектора скорости $\bar{c}_1$ выбирают в интервале от 11 до 25° . Значение c_1 определяют по (2.31). Окружную скорость рабочих лопаток рассчитывают по формуле

$$u = \pi d n,$$

где d — средний диаметр ступени, м; n — частота вращения ротора, s^{-1} .

Из геометрических характеристик входного треугольника скоростей определяют относительную скорость w_1 и угол β_1 . Для построения выходного треугольника скоростей по формуле (2.34) находят относительную скорость w_2 . Угол β_2 вектора скорости $\bar{w}_2$ обычно вычисляют по уравнению неразрывности, составленному для выходного сечения рабочих лопаток. Это уравнение будет рассмотрено

в гл. 3. Значения абсолютной скорости c_2 и угла α_2 определяют из геометрических характеристик выходного треугольника.

Соотношения между скоростями и углами потока в турбинной ступени в большой степени зависят от *степени реактивности ступени* ρ . Под степенью реактивности ступени понимается отношение располагаемого теплоперепада рабочих лопаток к сумме располагаемых теплоперепадов сопловых и рабочих лопаток, приближенно равной располагаемому теплоперепаду ступени от параметров торможения:

$$\rho = \frac{H_{0p}}{\bar{H}_{0c} + H_{0p}} \approx \frac{H_{0p}}{\bar{H}_0}. \quad (2.36)$$

Чем выше степень реактивности ρ , тем больше ускоряется поток в рабочих лопатках и, следовательно, относительная скорость на выходе w_{2t} увеличивается по сравнению со скоростью w_1 . Ступень со степенью реактивности, равной нулю, называется *активной*. В активной ступени в рабочих лопатках не происходит расширения рабочего тела, давление перед рабочими лопатками равно давлению за ними: $p_1 = p_2$. Турбинные ступени со степенью реактивности до 0,25 относят также к активному типу. Турбинные ступени, в которых степень реактивности равна 0,4—0,6 и более, называют *реактивными*. В многоступенчатых реактивных турбинах обычно применяют реактивные ступени со степенью реактивности $\rho = 0,5$.

Как правило, чисто активные ступени ($\rho = 0$) не используют на практике. Реальные активные ступени всегда имеют некоторую положительную реактивность для обеспечения конфузорности течения в каналах рабочих лопаток. Как известно из гидрогазодинамики, при конфузорности течения снижаются потери энергии в потоке.

В специальных случаях применяются ступени с отрицательной степенью реактивности. В рабочих лопатках ступени с $\rho < 0$ возникает диффузорное течение, т.е. в каналах рабочих лопаток давление увеличивается к выходу: $p_2 > p_1$. При этом диффузорное течение сопровождается повышенными потерями энергии в каналах рабочих лопаток. Процесс в h, s -диаграмме для ступени с $\rho < 0$ представлен на рис. 2.11, б, а для ступени с $\rho = 0$ — на рис. 2.11, а.

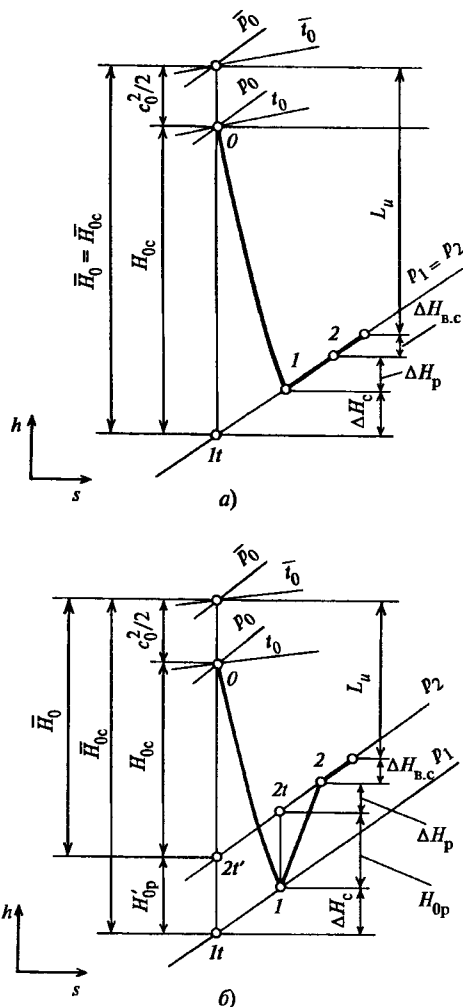


Рис. 2.11. Процесс в h, s -диаграмме для ступеней со степенью реактивности $\rho = 0$ (а) и с отрицательной степенью реактивности ($\rho < 0$) (б)

Усилия, действующие на рабочие лопатки. Аэродинамические силы, действующие на рабочие лопатки при обтекании их рабочим телом, возникают вследствие поворота потока в каналах и его ускорения. Эти силы по своей природе являются аэродинамическими. Для их определения рассмотрим поток в рабочих лопатках (рис. 2.12), в котором выделим контур 1—1—2—2—1, условно охватывающий одну лопатку. В действительности под этой лопаткой можно понимать все лопатки ступени. Правая и левая линии 1—2 в этом контуре конгруэнтны и расположены на одинаковом расстоянии от соответствующих поверхностей соседних профилей, а линии 1—1 и 2—2 параллельны вектору окружной

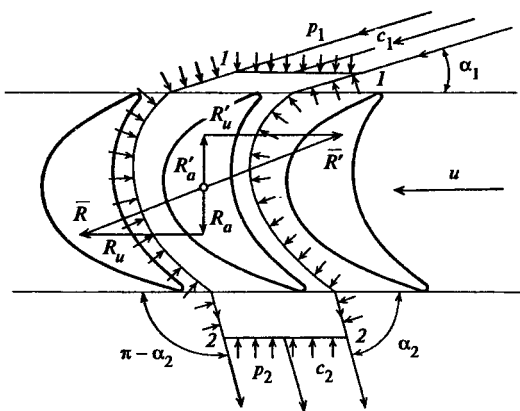


Рис. 2.12. К выводу уравнения изменения количества движения для турбинной ступени

скорости $\bar{u}$. Рассмотрим силы, действующие на выделенную контуром часть потока рабочего тела. На выделенную часть потока со стороны лопаток действует сила реакции лопаток $\bar{R}'$, со стороны отброшенной части потока — силы давления на поверхности 1—1, 2—2, 1—2. Силы давления на левой и правой поверхностях контура 1—2 равны по значению и противоположно направлены, поэтому взаимно уравновешиваются.

На основании закона механики импульс сил, действующих на выделенную контуром часть потока, равен изменению количества движения рабочего тела, протекающего через контур. Уравнение, соответствующее этому закону, запишем в векторной форме:

$$\bar{R}' dt + (\bar{p}_1 + \bar{p}_2) \Omega dt = dm(\bar{c}_2 - \bar{c}_1). \quad (2.37)$$

В этом уравнении первый член представляет собой импульс силы $\bar{R}'$, действующей со стороны лопаток на поток, второй член — импульс сил давления на поверхности Ω 1—1 и 2—2; в правой части записано изменение количества движения массы dm , вытекающей через сечение 2—2 и втекающей через сечение 1—1 за время dt . Под Ω понимается площадь, ометаемая рабочими лопатками при движении в активном потоке рабочего тела. При подводе рабочего тела по всей окружности рабочего колеса

$$\Omega = \pi dl_2.$$

Записывая уравнение (2.37) в проекциях на направление окружной скорости u и имея в виду $dm/dt = G$, получаем

$$R'_u = G[c_2 \cos(\pi - \alpha_2) - c_1 \cos \alpha_1]$$

или, заменяя силу реакции лопаток на силу, с которой поток действует на лопатки $R_u = -R'_u$, получаем основное уравнение для определения окружного усилия, действующего со стороны потока рабочего тела на рабочие лопатки турбинной ступени осевого типа:

$$R_u = G(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2). \quad (2.38)$$

Направление окружного усилия R_u совпадает с направлением окружной скорости рабочих лопаток. Поэтому окружное усилие R_u определяет работу, совершаемую потоком на рабочих лопатках и, следовательно, на роторе турбины.

Записывая уравнение (2.37) в проекциях на осевое направление (вдоль оси ротора), имеем

$$R'_a = G(c_2 \sin \alpha_2 - c_1 \sin \alpha_1) + (p_2 - p_1) \Omega$$

или, заменяя силу реакции лопаток R'_a на усилие, с которым поток действует на лопатки $R_a = -R'_a$, получаем основное уравнение для определения осевого усилия, действующего со стороны потока рабочего тела на рабочие лопатки турбинной ступени осевого типа:

$$R_a = G(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + (p_1 - p_2) \Omega. \quad (2.39)$$

Эта осевая составляющая усилия направлена перпендикулярно вектору окружной скорости и, следовательно, не производит работы. Однако составляющая R_a должна учитываться при расчете осевых усилий, воспринимаемых упорным подшипником ротора турбины, а также (наряду с R_u) при определении изгибных напряжений в рабочих лопатках.

Мощность ступени. Удельная работа. Мощность, развиваемая на рабочих лопатках ступени, может быть определена как произведение окружного усилия R_u на окружную скорость рабочих лопаток u :

$$N_u = R_u u = Gu(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2). \quad (2.40)$$

Полезная работа одного килограмма массы рабочего тела, протекающего через рабочие лопатки ступени, — удельная работа — может быть определена как отношение мощности ступени к расходу рабочего тела через ступень:

$$L_u = N_u / G = u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2). \quad (2.41)$$

Из треугольников скоростей (см. рис. 2.10) следует, что сумма проекций абсолютных скоростей на направление окружной скорости равна сумме проекций относительных скоростей на то же направление: $c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2 = w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2$;

кроме того, по формулам косоугольных треугольников можно получить, что

$$uc_1 \cos \alpha_1 = \frac{u^2 + c_1^2 - w_1^2}{2};$$

$$uc_2 \cos \alpha_2 = \frac{-u^2 - c_2^2 + w_2^2}{2}.$$

Используя эти соотношения, выражение (2.41) перепишем в виде

$$L_u = u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2); \quad (2.41a)$$

$$L_u = \frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2}{2}. \quad (2.42)$$

Из последнего соотношения видно, что удельная работа в осевой ступени равна разности кинетических энергий на входе и выходе из рабочих лопаток в абсолютном движении и разности кинетических энергий на выходе и входе в относительном движении.

С помощью формулы (2.42) покажем справедливость уравнения сохранения энергии для относительного движения (2.32). С этой целью запишем уравнение сохранения энергии в абсолютном движении для сечений перед и за рабочими лопатками ступени:

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} + L_u.$$

В правой части уравнения одним из слагаемых является механическая работа, отводимая от потока в рабочих лопатках. В уравнении сохранения энергии для сопловых лопаток этот член отсутствует, т.е. в соплах механическая работа от потока не отводится. Подставляя в это уравнение выражение для L_u из (2.42), после соответствующих преобразований получаем

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2} = \bar{h}_{1w},$$

т.е. в относительном движении полная энергия на входе в рабочие лопатки равна полной энергии на выходе из них. На рис. 2.13 это уравнение сохранения энергии для потока в относительном движении иллюстрируется с помощью h, s -диаграммы. Точка 1 соответствует состоянию рабочего тела перед рабочими лопатками. Параметры $\bar{p}_{1w}$ и $\bar{t}_{1w}$ являются параметрами полного торможения в относительном движении перед рабочими лопатками, так как они получены изэнтропийным торможением потока со скоростью w_1 . Температура $\bar{t}_{1w}$ важна при

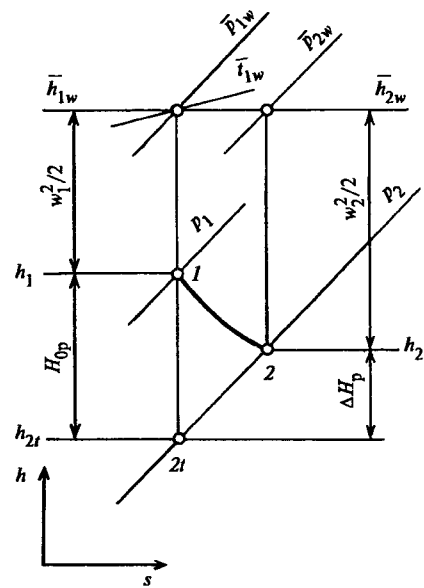


Рис. 2.13. Процесс течения в h, s -диаграмме для рабочих лопаток турбинной ступени

оценке прочности рабочих лопаток газовых турбин, работающих при высоких температурах. Состояние за рабочими лопатками характеризуется точкой 2, давление полного торможения для этой точки равно $\bar{p}_{2w}$, а энтальпия $\bar{h}_{2w} = \bar{h}_{1w}$.

Выше получено выражение (2.42) для удельной работы из уравнения количества движения. Можно получить формулу для удельной работы из баланса энергии на рабочих лопатках ступени. Теоретически в ступени от одного килограмма рабочего тела можно получить работу, равную располагаемой энергии E_0 . Здесь под располагаемой энергией понимается сумма располагаемых теплоперепадов сопловой и рабочей лопаток, т.е.

$$E_0 = \bar{H}_{0c} + H_{0p} \approx \bar{H}_0. \quad (2.43)$$

Действительная работа на рабочих лопатках меньше теоретической из-за потерь энергии в сопловых ΔH_c и рабочих ΔH_p лопатках, а также потерь энергии, связанных с тем, что покидающий ступень поток со скоростью c_2 отводит от ступени кинетическую энергию $c_2^2/2 = \Delta H_{в.с.}$. Таким образом, удельная работа на рабочих лопатках может быть определена по формуле

$$L_u = E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{в.с.} = \bar{H}_{0c} + H_{0p} - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{в.с.} \quad (2.44)$$

Подставив в эту формулу $\bar{H}_{0c} = \frac{c_{1t}^2}{2}$; $H_{0p} = \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}$; $\Delta H_c = \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2}$; $\Delta H_p = \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2}$, $\Delta H_{в.с} = \frac{c_2^2}{2}$, получим выражение, полностью совпадающее с (2.42):

$$L_u = \frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2}{2}.$$

На рис. 2.9 и 2.11 в h, s -диаграммах изображены отрезки, соответствующие L_u .

2.4. ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ ЛОПАТОЧНЫЙ КПД СТУПЕНИ

Совершенство турбинной ступени характеризуется коэффициентами полезного действия. *Относительным лопаточным* КПД турбинной ступени называется отношение мощности, развиваемой на рабочих лопатках, к располагаемой мощности ступени:

$$\eta_{ол} = N_u / N_0. \quad (2.45)$$

Если записать мощности, входящие в это уравнение, как произведения расхода рабочего тела через ступень на соответствующую удельную энергию: $N_u = L_u G$ и $N_0 = E_0 G$, то выражение для относительного лопаточного КПД будет иметь вид

$$\eta_{ол} = L_u / E_0. \quad (2.46)$$

В этой формуле L_u может быть определено или по уравнению количества движения (2.41), или из баланса потерь энергии в ступени (2.44). Располагаемая энергия E_0 находится в зависимости от места расположения ступени в проточной части многоступенчатой турбины. Если за ступенью находится камера, где поток, выходящий из ступени, тормозится и энергия выходной скорости в связи с этим не используется в последующих ступенях, $E_0 = \bar{H}_0$.

Для промежуточной ступени, энергия выходной скорости которой используется в последующей ступени, в располагаемую энергию эту энергию не включают, т.е. $E_0 = \bar{H}_0 - \Delta H_{в.с}$ (чтобы не учитывать эту выходную энергию дважды — в данной ступени и в последующей). В общем случае располагаемую энергию ступени записывают в виде

$$E_0 = \bar{H}_0 - \kappa_{в.с} \frac{c_2^2}{2}. \quad (2.47)$$

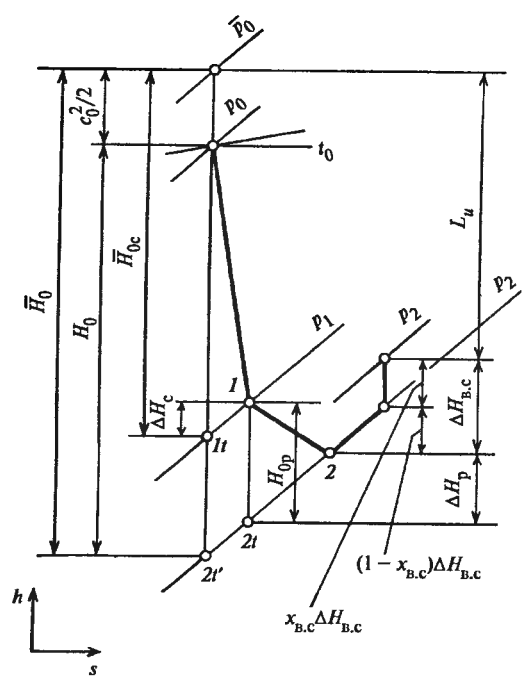


Рис. 2.14. Процесс течения в h, s -диаграмме для турбинной ступени с частичным использованием энергии выходной скорости в последующей ступени

Здесь $\bar{H}_0$ — располагаемый теплоперепад ступени по параметрам торможения перед ступенью; $\kappa_{в.с} \frac{c_2^2}{2}$ — часть кинетической энергии выходной скорости данной ступени, используемая в последующей ступени, причем коэффициент $\kappa_{в.с}$ может изменяться от нуля до единицы; в частности, для ступени, за которой следует объемная камера, $\kappa_{в.с} = 0$. Для большей части промежуточных ступеней энергия выходной скорости может быть полностью использована в последующей ступени, в этом случае $\kappa_{в.с} = 1$. На рис. 2.14 приведено детальное изображение процесса в h, s -диаграмме для случая, когда значение коэффициента $\kappa_{в.с}$ меньше единицы. При этом часть кинетической энергии выходной скорости $(1 - \kappa_{в.с})\Delta H_{в.с}$ теряется полностью; за ступенью эта энергия расходуется на повышение температуры (энтальпии) рабочего тела при постоянном давлении. Другая часть кинетической энергии, равная $\kappa_{в.с}\Delta H_{в.с}$, используется в последующей ступени для совершения механической работы. Для

последующей ступени эта часть энергии будет составлять энергию входной скорости $c_0^2/2$.

Подставив в формулу (2.46) L_u из (2.41) и (2.41а), получим выражение для относительного лопаточного КПД ступени через проекции абсолютных или относительных скоростей:

$$\eta_{\text{о.л}} = \frac{u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2)}{E_0} = \frac{u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2)}{E_0}. \quad (2.48)$$

Из этой формулы видно, что КПД ступени зависит от значений и направлений скоростей.

Выражение для относительного лопаточного КПД ступени можно получить также, используя формулу (2.44):

$$\eta_{\text{о.л}} = \frac{L_u}{E_0} = \frac{E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{\text{в.с}}(1 - \kappa_{\text{в.с}})}{E_0}. \quad (2.49)$$

Здесь $\Delta H_c = \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = (1 - \varphi^2) \frac{c_{1t}^2}{2} = (1 - \varphi^2) \bar{H}_{0c}$;

$\Delta H_p = \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = (1 - \psi^2) \frac{w_{2t}^2}{2} = (1 - \psi^2) \left(H_{0p} + \frac{w_1^2}{2} \right) -$

потери энергии в сопловых и рабочих лопатках [см. (2.18), (2.35)]; $\Delta H_{\text{в.с}}(1 - \kappa_{\text{в.с}})$ — потери энергии с выходной скоростью.

Формулы (2.48) и (2.49) являются наиболее употребительными при расчетах турбинных ступеней. Реже используется формула для КПД, в которой числитель и знаменатель правой части выражены через квадраты скоростей. Эту формулу можно легко получить, используя выражение для работы в форме (2.42), а также формулу для располагаемой энергии

$$\begin{aligned} E_0 &= \bar{H}_0 - \kappa_{\text{в.с}} \frac{c_2^2}{2} = \bar{H}_{0c} + H_{0p} - \kappa_{\text{в.с}} \frac{c_2^2}{2} = \\ &= \frac{1}{2} (c_{1t}^2 - \kappa_{\text{в.с}} c_2^2 + w_{2t}^2 - w_1^2); \\ \eta_{\text{о.л}} &= \frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2}{c_{1t}^2 - \kappa_{\text{в.с}} c_2^2 + w_{2t}^2 - w_1^2}. \end{aligned} \quad (2.50)$$

Рассмотрим, от каких факторов зависит относительный КПД ступени, т.е. попытаемся выяснить основные безразмерные параметры, определяющие значение $\eta_{\text{о.л}}$. Для этого преобразуем (2.48) для простейшего случая одиночной чисто активной ступени ($\rho = 0$). При этом используем следующие очевидные соотношения для этой ступени: $w_{2t} = w_1$; $E_0 = \bar{H}_0 = c_{1t}^2/2$, так как $\rho = 0$ и $\kappa_{\text{в.с}} = 0$; $w_1 \cos \beta_1 = c_1 \cos \alpha_1 - u$ (из треугольников скоростей для любой ступени). Введем также понятие *фиктивной скорости* c_ϕ , определяемой из соотношения

$$c_\phi^2/2 = \bar{H}_0. \quad (2.51)$$

Для случая активной ступени $\rho = 0$, $c_\phi = c_{1t}$.

Подставив перечисленные соотношения в (2.48), выражение для КПД $\eta_{\text{о.л}}$ можно преобразовать следующим образом:

$$\begin{aligned} \eta_{\text{о.л}} &= \frac{2u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2)}{c_\phi^2} = \\ &= \frac{2uw_1 \cos \beta_1 \left(1 + \frac{w_2 \cos \beta_2}{w_1 \cos \beta_1} \right)}{c_\phi^2} = \\ &= \frac{2u(c_1 \cos \alpha_1 - u) \left(1 + \frac{w_2 \cos \beta_2}{w_1 \cos \beta_1} \right)}{c_\phi^2}. \end{aligned}$$

Так как для чисто активной ступени $c_1 = \varphi c_{1t} = \varphi c_\phi$ и $w_2 = \psi w_1$, окончательно получаем

$$\eta_{\text{о.л}} = 2 \frac{u}{c_\phi} \left(\varphi \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_\phi} \right) \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right). \quad (2.52)$$

Таким образом, КПД $\eta_{\text{о.л}}$ чисто активной ступени зависит от отношения скоростей u/c_ϕ , коэффициентов скоростей φ и ψ , углов выхода из сопловых и рабочих лопаток α_1 и β_2 . Угол β_1 , входящий в (2.52), есть функция α_1 , u/c_ϕ и φ и поэтому не является независимым параметром.

Из перечисленных параметров на значение КПД $\eta_{\text{о.л}}$ в наибольшей степени оказывает влияние отношение скоростей u/c_ϕ , которое может изменяться в зависимости от окружной скорости при переменной частоте вращения ротора турбины

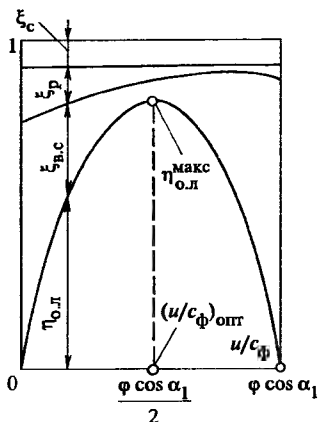


Рис. 2.15. Зависимость КПД $\eta_{ол}$ и потерь энергии ξ_c , ξ_p и $\xi_{в.с}$ от отношения скоростей u/c_ϕ , для ступени со степенью реактивности $\rho = 0$

или от скорости c_ϕ при изменении располагаемого теплоперепада ступени $\bar{H}_0$, поэтому u/c_ϕ является важным параметром, определяющим КПД ступени. При фиксированных значениях ϕ , ψ , α_1 и $\cos\beta_2/\cos\beta_1$ зависимость КПД $\eta_{ол}$ от отношения скоростей u/c_ϕ является квадратичной параболой (рис. 2.15). Парабола пересекает ось абсцисс при значениях $u/c_\phi = 0$ и $u/c_\phi = \phi \cos \alpha_1$, так как в этих точках КПД $\eta_{ол} = 0$. Максимальное значение КПД $\eta_{ол}^{\max}$ достигается при оптимальном отношении скоростей $(u/c_\phi)_{\text{опт}} = \phi (\cos \alpha_1)/2$.

Значение $\eta_{ол}^{\max}$ для чисто активной ступени может быть найдено из (2.52), если подставить в эту формулу оптимальное отношение скоростей $(u/c_\phi)_{\text{опт}}$:

$$\eta_{ол}^{\max} = \frac{\phi^2 \cos^2 \alpha_1}{2} \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right). \quad (2.53)$$

Из (2.53) следует, что максимальное значение КПД для чисто активной ступени $\eta_{ол}^{\max}$ в большей степени зависит от коэффициента скорости сопловых лопаток ϕ и в меньшей степени от коэффициента скорости рабочих лопаток ψ . Так, увеличение ϕ на 0,01 приводит к увеличению $\eta_{ол}^{\max}$ на 0,017, а такое же приращение ψ вызывает приращение $\eta_{ол}^{\max}$ всего лишь на 0,004. Таким образом, для активных ступеней наиболее важным является аэродинамическое со-

вершенство сопловых лопаток, при этом также важным является и совершенство рабочих лопаток.

Параболическая зависимость $\eta_{ол}$ от u/c_ϕ , приведенная на рис. 2.15, отражает баланс энергии в чисто активной ступени. Действительно, из формулы (2.49), отражающей энергетический баланс ступени, можно получить зависимость, справедливую для ступени с любой степенью реактивности:

$$\eta_{ол} = 1 - \xi_c - \xi_p - (1 - \kappa_{в.с})\xi_{в.с}, \quad (2.54)$$

где $\xi_c = \Delta H_c/E_0$, $\xi_p = \Delta H_p/E_0$, $\xi_{в.с} = \Delta H_{в.с}/E_0$ — относительные потери энергии в соплах, рабочих лопатках и с выходной скоростью ступени.

Проанализируем, как изменяются отдельные составляющие потерь энергии в зависимости от отношения скоростей u/c_ϕ для ступени со степенью реактивности $\rho = 0$ (при всех значениях отношения скоростей).

Относительные потери энергии в соплах могут быть представлены в виде

$$\xi_c = \frac{\Delta H_c}{E_0} = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{c_{1t}^2} = 1 - \phi^2.$$

Таким образом, при условии $\phi = \text{const}$ в чисто активной ступени потери энергии в соплах не зависят от отношения скоростей, и поэтому на рис. 2.15 потери ξ_c постоянны по значению.

Относительные потери энергии в рабочих лопатках могут быть представлены в виде

$$\xi_p = \frac{\Delta H_p}{E_0} = \frac{w_{2t}^2 - w_2^2}{c_{1t}^2} = \left(\frac{w_1}{c_{1t}} \right)^2 (1 - \psi^2),$$

так как для $\rho = 0$ $w_{2t} = w_1$.

Если считать, что $\psi = \text{const}$, то зависимость $\xi_p = f(u/c_\phi)$ полностью определяется характером изменения отношения w_1/c_{1t} . Как следует из треугольников скоростей, это отношение увеличивается при уменьшении u/c_ϕ . Таким образом, потери энергии ξ_p уменьшаются при увеличении u/c_ϕ от нуля до значения, при котором угол входной скорости в относительном движении $\beta_1 = 90^\circ$. Дальнейшее увеличение отношения скоростей приводит к росту потерь энергии в рабочих лопатках.

Относительные потери энергии с выходной скоростью могут быть представлены в виде $\xi_{в.с} = c_2^2/c_{1t}^2$.

Рассматривая треугольники скоростей ступени для различных отношений u/c_ϕ , можно заметить, что минимальное значение коэффициента $\xi_{в.с}$ дос-

тигается при $\alpha_2 = 90^\circ$, так как в этом случае отношение c_2/c_1 , наименьшее. При отклонении угла выходной скорости от значения 90° как в сторону уменьшения, так и в сторону увеличения потери с выходной скоростью растут (рис. 2.15).

Следует также заметить, что минимальное значение потерь энергии с выходной скоростью достигается при отношении скоростей, близком к оптимальному. При оптимальном u/c_ϕ угол вектора скорости c_2 на несколько градусов больше угла $\alpha_2 = 90^\circ$ ($\alpha_2 > 90^\circ$).

Зависимость относительного лопаточного КПД от отношения скоростей u/c_ϕ и других факторов для одиночно расположенной ступени ($\kappa_{в.с} = 0$ и $E_0 = c_\phi^2/2$) при любой степени реактивности ρ может быть получена из (2.48). Подставив в (2.48), записанное в виде

$$\eta_{0.л} = \frac{2u(c_1 \cos \alpha_1 + w_2 \cos \beta_2 - u)}{c_\phi^2},$$

выражения для скоростей:

$$\begin{aligned} c_1 &= \varphi \sqrt{2\bar{H}_{0c}} = \varphi \sqrt{2(1-\rho)\bar{H}_0} = \\ &= \varphi \sqrt{1-\rho} c_\phi, \end{aligned} \quad (2.55)$$

$$\begin{aligned} w_1^2 &= c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1 = \varphi^2(1-\rho)c_\phi^2 + \\ &+ u^2 - 2u\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho} c_\phi, \end{aligned} \quad (2.55a)$$

$$\begin{aligned} w_2 &= \psi \sqrt{2H_{0p} + w_1^2} = \psi \sqrt{2\rho\bar{H}_0 + w_1^2} = \\ &= \psi \sqrt{\rho c_\phi^2 + w_1^2}, \end{aligned} \quad (2.56)$$

получим

$$\begin{aligned} \eta_{0.л} &= 2u/c_\phi [\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho} - u/c_\phi + \\ &+ \psi \cos \beta_2 \sqrt{\varphi^2(1-\rho) + (u/c_\phi)^2} - \\ &\rightarrow - 2(u/c_\phi) \varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho} + \rho]. \end{aligned} \quad (2.57)$$

Полученная формула показывает, что относительный лопаточный КПД ступени с любой степенью реактивности зависит, как и КПД чисто активной ступени, от u/c_ϕ , φ , ψ , β_2 , α_1 и, кроме того, добавляется новая независимая переменная — степень реактивности ρ . Максимальное значение КПД $\eta_{0.л}$ достигается при оптимальном отношении ско-

ростей $(u/c_\phi)_{\text{опт}}$, которое зависит от степени реактивности ρ , угла α_1 и коэффициента скорости φ , и определяется в основном минимальным значением потерь энергии с выходной скоростью, т.е. максимальное значение КПД $\eta_{0.л}$ соответствует режиму работы ступени, при котором угол $\alpha_2 \approx 90^\circ$. Используя это условие, можно получить приближенное значение оптимального отношения скоростей для ступени в зависимости от степени реактивности и угла α_1 . Из треугольника скоростей (см. рис. 2.10) на выходе из рабочих лопаток при $\alpha_2 = 90^\circ$ следует, что $c_2^2 = w_2^2 - u^2$.

Используя (2.55) и (2.56), получаем

$$\begin{aligned} c_2^2 &= \psi^2 \rho c_\phi^2 + \psi^2 \varphi^2 (1-\rho) c_\phi^2 + \psi^2 u^2 - \\ &- 2u\psi^2 \varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho} c_\phi - u^2. \end{aligned}$$

Учитывая приближенность оценки, принимаем $\varphi = 1$ и $\psi = 1$. В этом случае оптимальное отношение скоростей выразится в виде

$$\left(\frac{u}{c_\phi} \right)_{\text{опт}} = \frac{1 - (c_2/c_\phi)^2}{2 \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho}}.$$

При условии равенства осевых проекций скоростей входного и выходного треугольников скоростей ступени

$$c_2 = c_1 \sin \alpha_1 = \varphi c_\phi \sqrt{1-\rho} \sin \alpha_1,$$

а также принимая $\varphi = 1$, получаем

$$\left(\frac{u}{c_\phi} \right)_{\text{опт}} = \frac{\cos^2 \alpha_1 + \rho \sin^2 \alpha_1}{2 \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho}}.$$

Из-за малости величины $\rho \sin^2 \alpha_1$ перепишем выражение для $(u/c_\phi)_{\text{опт}}$ в виде

$$\left(\frac{u}{c_\phi} \right)_{\text{опт}} \approx \frac{\cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}}.$$

Учитывая, что для чисто активной ступени ($\rho = 0$) в выражении для $(u/c_\phi)_{\text{опт}}$, полученном выше, в числителе присутствует коэффициент скорости φ , приближенную формулу оптимального отношения скоростей для ступени с любой степенью реактивности можно представить в виде

$$\left(\frac{u}{c_\phi} \right)_{\text{опт}} \approx \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}}. \quad (2.58)$$

2.5. ДВУХВЕНЕЧНАЯ СТУПЕНЬ

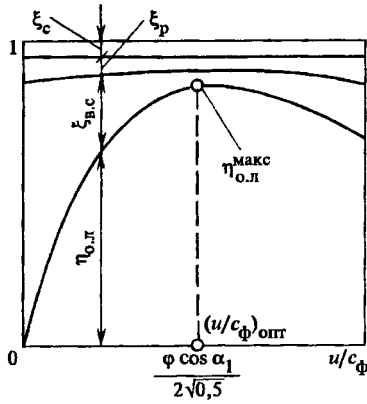


Рис. 2.16. Зависимость КПД $\eta_{ол}$ и потерь энергии ξ_c , ξ_p и $\xi_{в.с.}$ от отношения скоростей u/c_ϕ для ступени со степенью реактивности $\rho = 0,5$

На рис. 2.16 представлена зависимость $\eta_{ол}$ и потерь энергии в ступени со степенью реактивности $\rho = 0,5$ от отношения скоростей u/c_ϕ . Оптимальное отношение скоростей для этой ступени в соответствии с (2.58) равно $\phi \cos \alpha / \sqrt{2}$. Сравнивая ступени со степенями реактивности $\rho = 0$ и $\rho = 0,5$, замечаем, что оптимальное отношение u/c_ϕ для второй ступени в $\sqrt{2}$ раз больше, чем для первой. Следовательно, при одинаковых окружных скоростях и оптимальных u/c_ϕ располагаемый теплоперепад ступени со степенью реактивности $\rho = 0$ в 2 раза больше теплоперепада ступени со степенью реактивности $\rho = 0,5$. При конструировании вследствие пологости кривых КПД $\eta_{ол} = f(u/c_\phi)$, а также из-за влияния на $(u/c_\phi)_{опт}$ потерь энергии от трения диска и других дополнительных потерь (вентиляции, краевых и т.п.) расчетное значение u/c_ϕ выбирают немного меньше, чем следует из (2.58). Поэтому отношение располагаемых теплоперепадов активной и реактивной ступеней в реальных конструкциях обычно меньше двух. Соответственно число ступеней в реактивной турбине существенно больше, чем в активной.

Максимальное значение относительного лопаточного КПД реактивной ступени при одинаковых размерах лопаток выше, чем активной, так как $\psi_{рсакт} > \psi_{акт}$. Однако повышенные протечки пара в реактивной ступени, как правило, уравнивают КПД этих ступеней.

В рассмотренной выше активной ступени при оптимальном отношении скоростей срабатываются сравнительно небольшие тепловые перепады $H_0 = 30 \dots 100$ кДж/кг. Ограничение срабатываемого теплоперепада обусловлено допустимыми окружными скоростями рабочих лопаток, условиями прочности диска или технологией изготовления ротора турбины.

Для того чтобы при заданном значении окружной скорости перерабатывать большие теплоперепады, необходимо уменьшать значение u/c_ϕ , при котором работает ступень, т.е. увеличивать скорость c_ϕ . При этом в обычной ступени, называемой ниже *одновенечной*, будут иметь место большие потери энергии с выходной скоростью c_2 , как это следует из рис. 2.15. Чтобы уменьшить эти потери, за рабочими лопатками ступени, работающей при малых u/c_ϕ , устанавливают направляющие лопатки, с помощью которых выходящий из рабочих лопаток поток поворачивается и направляется под необходимым углом во второй ряд. Во втором ряду рабочих лопаток производится дополнительное преобразование части кинетической энергии выходной скорости потока, поступающего из первого ряда рабочих лопаток, в механическую энергию вращения ротора. Таким образом получают разновидность ступени, в которой при одном ряде сопловых лопаток устанавливаются два ряда рабочих лопаток и один ряд направляющих неподвижных лопаток. Такая ступень называется *двухвенечной* (рис. 2.17). В направляющих лопатках ступени поток, в отличие от сопловых лопаток, претерпевает только изменение направления без сколько-нибудь значительного ускорения, т.е. в них не срабатывается существенного теплоперепада. Поэтому профиль направляющих лопаток сходен с профилем рабочих лопаток. Очевидно, направляющие лопатки должны быть выполнены таким образом, чтобы направление их входных кромок соответствовало направлению вектора выходной скорости c_2 .

Обозначения параметров потока в двухвенечной ступени для сопловых и рабочих лопаток первого ряда такие же, как и в одновенечной ступени; все параметры, относящиеся к направляющим и к рабочим лопаткам второго ряда, обозначаются аналогично, но с дополнительным значком штрих (рис. 2.17).

Треугольники скоростей строятся из одного полюса (рис. 2.18) так же, как и для одновенечной ступени.

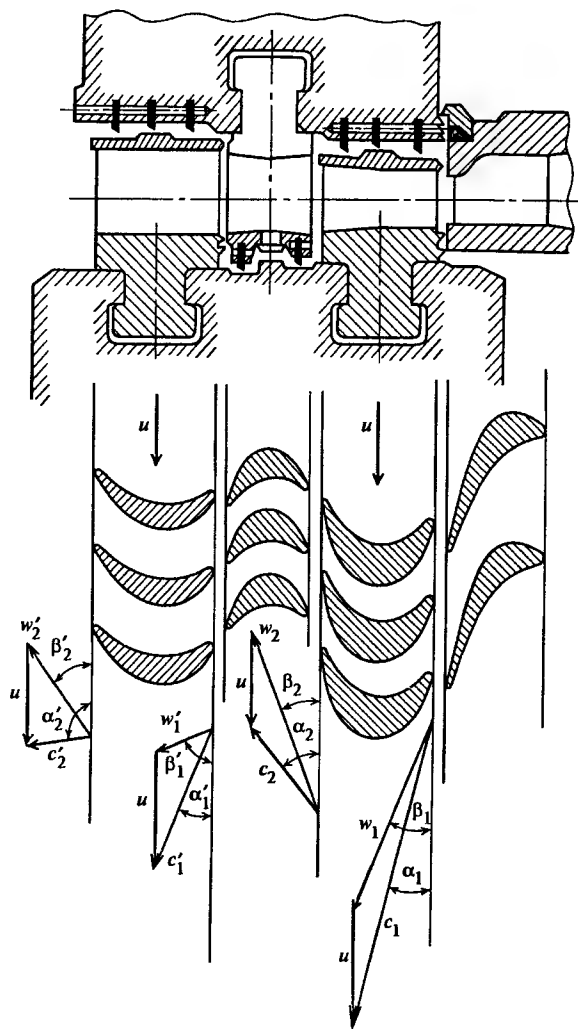


Рис. 2.17. Проточная часть, профили лопаток и треугольники скоростей двухвенечной ступени

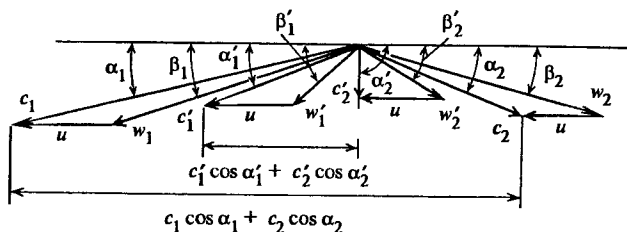


Рис. 2.18. Треугольники скоростей двухвенечной ступени

пени. Углы β_2 , α'_1 , β'_2 определяются, как правило, из уравнений неразрывности (см. гл. 3). Угол выхода потока из направляющих лопаток α'_1 обычно ра-

вен α_2 — (5 ... 10), а угол выхода потока из рабочих лопаток второго ряда $\beta'_2 = \beta'_1$ — (5 ... 30). Профили лопаток второго ряда так же, как и первого, являются активными, но с меньшим углом поворота, т.е. углы β'_1 и β'_2 больше соответствующих углов лопаток первого ряда.

Из рис. 2.18 следует, что пар покидает второй ряд рабочих лопаток со скоростью c'_2 , значительно меньшей, чем скорость c_2 на выходе из первого ряда рабочих лопаток. Таким образом, потери с выходной скоростью в двухвенечной ступени при малом отношении скоростей u/c_ϕ невелики. Следовательно, в двухвенечной ступени срабатывается большой теплоперепад при умеренных окружных скоростях и при малых потерях с выходной скоростью, т.е. при относительно высоком КПД.

Значения скоростей потока на выходе из сопловых, рабочих лопаток первого ряда, направляющих и рабочих лопаток второго ряда определяют по формулам, аналогичным для одновенечной ступени:

$$\left. \begin{aligned} c_1 &= \varphi \sqrt{2\bar{H}_{0c}}; \\ w_2 &= \psi \sqrt{2H_{0p} + w_1^2}; \\ c'_1 &= \psi_n \sqrt{2H_{0n} + c_2^2}; \\ w'_2 &= \psi' \sqrt{2H'_{0p} + (w'_1)^2}. \end{aligned} \right\} \quad (2.59)$$

Здесь φ , ψ , ψ_n , ψ' — коэффициенты скорости; $\bar{H}_{0c}$, H_{0p} , H_{0n} , H'_{0p} — располагаемые теплоперепады сопловых, рабочих лопаток первого ряда, направляющих и рабочих лопаток второго ряда соответственно. Процесс расширения пара в h, s -диаграмме двухвенечной ступени приведен на рис. 2.19.

Отношение располагаемых теплоперепадов рабочих и направляющих лопаток к располагаемому теплоперепаду всей ступени называют *степенью реактивности соответствующей решетки*: $\rho = H_{0p}/\bar{H}_0$ — степень реактивности рабочих лопаток первого ряда; $\rho_n = H_{0n}/\bar{H}_0$ — степень реактивности направляющих лопаток; $\rho' = H'_{0p}/\bar{H}_0$ — степень реактивности рабочих лопаток второго ряда.

Значения степеней реактивности обычно невелики и составляют 0,02—0,06. Небольшая степень реактивности вводится для того, чтобы обеспечить

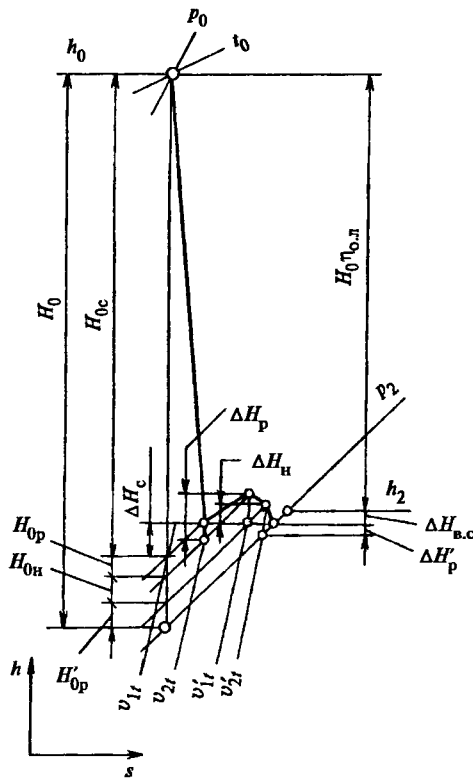


Рис. 2.19. Процесс расширения пара в h, s -диаграмме для двухвентной ступени

конфузорное течение в каналах рабочих и направляющих лопаток и таким образом уменьшить потери энергии.

Используя понятия степени реактивности, формулы (2.59) можно преобразовать к следующему виду:

$$\left. \begin{aligned} c_1 &= \varphi \sqrt{2\bar{H}_0(1 - \rho - \rho_n - \rho')}; \\ w_2 &= \psi \sqrt{2\bar{H}_0\rho + w_1^2}; \\ c'_1 &= \psi_n \sqrt{2\bar{H}_0\rho_n + c_2^2}; \\ w'_2 &= \psi' \sqrt{2\bar{H}_0\rho' + (w'_1)^2}. \end{aligned} \right\} \quad (2.60)$$

По аналогии с (2.38) можно получить соответствующие выражения для усилий, действующих в окружном направлении на рабочие лопатки первого ряда

$$R_u^I = G(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) \quad (2.61)$$

и на рабочие лопатки второго ряда

$$R_u^{II} = G(c'_1 \cos \alpha'_1 + c'_2 \cos \alpha'_2). \quad (2.62)$$

По аналогии с (2.41) удельная полезная работа рабочего тела на рабочих лопатках первого ряда

$$L_u^I = u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) \quad (2.63)$$

и на рабочих лопатках второго ряда

$$L_u^{II} = u(c'_1 \cos \alpha'_1 + c'_2 \cos \alpha'_2). \quad (2.64)$$

Удельная работа на лопатках всей двухвентной ступени определяется по формуле

$$\begin{aligned} L_u &= u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2 + c'_1 \cos \alpha'_1 + c'_2 \cos \alpha'_2) = \\ &= u(w \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2 + w'_1 \cos \beta'_1 + w'_2 \cos \beta'_2). \end{aligned} \quad (2.65)$$

Относительный лопаточный КПД двухвентной ступени — это отношение работы, производимой 1 кг массы рабочего тела на лопатках ступени, к располагаемой работе:

$$\eta_{о.л} = \frac{L_u}{E_0} = \frac{u \sum c_u}{E_0} = \frac{u \sum w_u}{E_0}. \quad (2.66)$$

Выражение для определения полезной работы (2.65), полученное с помощью треугольников скоростей, можно вывести из баланса энергии ступени. Для этого необходимо из располагаемой энергии ступени E_0 вычесть потери энергии потока в соплах, рабочих и направляющих лопатках, а также потери с выходной скоростью ступени. По аналогии с одновентной ступенью эти потери энергии определяются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} \Delta H_c &= (1 - \varphi^2) \frac{c_{1t}^2}{2} = (1 - \varphi^2) \bar{H}_{0c}; \\ \Delta H_p &= (1 - \psi^2) \frac{w_{2t}^2}{2} = (1 - \psi^2) \left(H_{0p} + \frac{w_1^2}{2} \right); \\ \Delta H_n &= (1 - \psi_n^2) \frac{(c'_{1t})^2}{2} = \\ &= (1 - \psi_n^2) \left(H_{0n} + \frac{c_2^2}{2} \right); \\ \Delta H'_p &= [1 - (\psi')^2] \frac{(w'_{2t})^2}{2} = \\ &= [1 - (\psi')^2] \left[H'_{0p} + \frac{(w'_1)^2}{2} \right]; \\ \Delta H_{в.с} &= (c'_2)^2 / 2. \end{aligned} \right\} \quad (2.67)$$

Таким образом, полезная работа на лопатках ступени

$$L_u = E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_n - \Delta H'_p - (1 - \kappa_{в.с}) \Delta H_{в.с}. \quad (2.68)$$

Относительный лопаточный КПД в этом случае находится по формуле

$$\eta_{ол} = L_u / E_0 = 1 - \xi_c - \xi_p - \xi_n - \xi'_p - (1 - \kappa_{в.с}) \xi_{в.с}. \quad (2.69)$$

Характер зависимости $\eta_{ол}$ от отношения скоростей u/c_ϕ для двухвенечной ступени, как и для одновенечной, определяется законом изменения потерь энергии в проточной части $\xi_c = \Delta H_c / E_0$, $\xi_p = \Delta H_p / E_0$, $\xi_n = \Delta H_n / E_0$, $\xi'_p = \Delta H'_p / E_0$ и с выходной скоростью $\xi_{в.с} = (c'_2)^2 / 2$. Коэффициент потерь в сопловых лопатках не зависит от отношения скоростей u/c_ϕ , т.е. остается неизменным, как и для одновенечных ступеней. Коэффициенты потерь энергии в рабочих лопатках уменьшаются с возрастанием u/c_ϕ в диапазоне от 0 до некоторого значения, превышающего оптимальное значение $(u/c_\phi)_{опт}$ (рис. 2.20, а), при котором достигается максимум КПД $\eta_{ол}^{макс}$. Значение $(u/c_\phi)_{опт}$ в наибольшей степени определяется характером зависимости потерь с выходной скоростью от отношения u/c_ϕ . Коэффициент потерь с выходной скоростью достигает минимального значения вблизи оптимального отношения $(u/c_\phi)_{опт}$. При этом угол вектора выходной скорости $\alpha'_2 \approx 90^\circ$, а скорость c'_2 , как следует из треугольников скоростей, минимальна (при условии неизменного теплоперепада ступени скорости).

Для оценки оптимального отношения скоростей $(u/c_\phi)_{опт}$ рассмотрим треугольники скоростей, соответствующие углу выхода потока $\alpha'_2 \approx 90^\circ$ и построенные при упрощающем предположении, которое незначительно искажает реальную картину процесса: осевые проекции скоростей всех треугольников одинаковы, т.е. $c_1 \sin \alpha_1 = c_2 \sin \alpha_2 = c'_1 \sin \alpha'_1 = c'_2 \sin \alpha'_2$; $\beta_2 = \beta_1$; $\alpha'_1 = \alpha_2$; $\beta'_2 = \beta'_1$; $w_2 = w_1$; $c'_1 = c_2$; $w'_2 = w'_1$ (рис. 2.20, б). В этом случае концы ближайших векторов скоростей соседних тре-

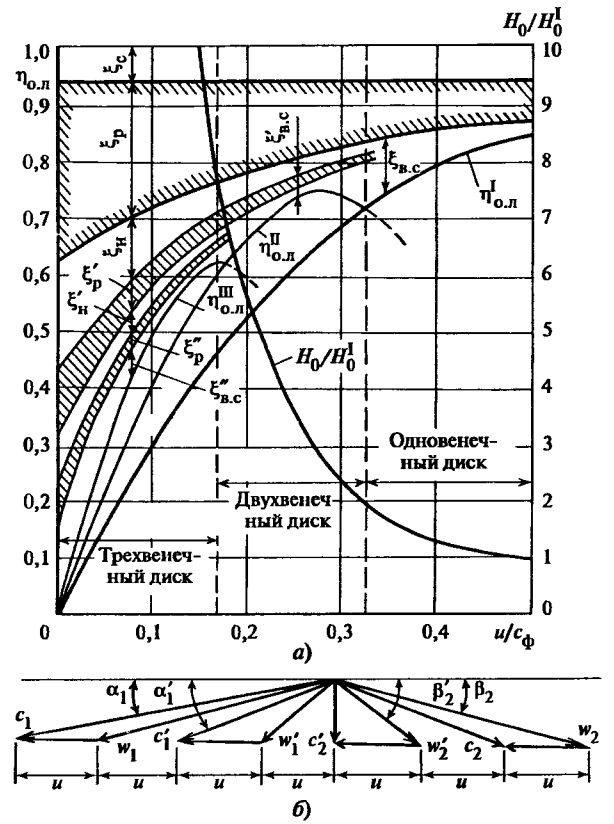


Рис. 2.20. Зависимости $\eta_{ол}$ и составляющих потерь от энергии в одно-, двух- и трехвенечной ступенях (а) и треугольники скоростей к определению оптимального отношения скоростей для двухвенечной ступени (б)

угольников расположены на расстоянии, равном u , и из треугольников скоростей следует равенство $c_1 \cos \alpha_1 = 4u$, которое позволяет получить выражение для оптимального отношения скоростей:

$$\left(\frac{u}{c_1} \right)_{опт} = \frac{\cos \alpha_1}{4},$$

или

$$\left(\frac{u}{c_\phi} \right)_{опт} = \left(\frac{u}{c_{1t}} \right)_{опт} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{4}. \quad (2.70)$$

Аналогичным образом можно показать, что оптимальное отношение для трехвенечной ступени при нулевой степени реактивности во всех рядах лопаток будет равно

$$\left(\frac{u}{c_\phi} \right)_{опт} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{6}. \quad (2.71)$$

В общем случае для m -венечной ступени

$$\left(\frac{u}{c_\phi} \right)_{\text{опт}} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2m}. \quad (2.72)$$

Таким образом, оптимальное отношение скоростей для двухвенечной ступени в 2 раза меньше оптимального отношения скоростей для одновенечной ступени, а для трехвенечной ступени — в 3 раза. Следовательно, применение многвенечных ступеней позволяет при заданной окружной скорости лопаток перерабатывать большие теплоперепады по сравнению с одновенечными ступенями. Для двухвенечной ступени располагаемый теплоперепад больше, чем для одновенечной, в 4 раза:

$$\frac{H_0^{\text{II}}}{H_0^{\text{I}}} = \frac{(c_\phi^{\text{II}})^2}{(c_\phi^{\text{I}})^2} \left[\frac{u}{(u/c_\phi)^{\text{II}}} \right]^2 : \left[\frac{u}{(u/c_\phi)^{\text{I}}} \right]^2 \approx \left(\frac{0,5}{0,25} \right)^2 \approx 4.$$

Для трехвенечной ступени располагаемый теплоперепад больше, чем для одновенечной, в 9 раз:

$$\frac{H_0^{\text{III}}}{H_0^{\text{I}}} \approx \left(\frac{0,5}{0,17} \right)^2 \approx 9.$$

Увеличение $\eta_{\text{ол}}$ многвенечных ступеней по сравнению с одновенечными при малых отношениях скоростей u/c_ϕ достигается за счет использования кинетической энергии выходной скорости первого венца в двухвенечной ступени и дополнительной энергии выходной скорости второго венца в трехвенечной. В соответствии с рис. 2.20 применять одновенечные ступени целесообразно при отношениях скоростей $u/c_\phi > 0,3$, двухвенечные ступени — при $0,17 < u/c_\phi < 0,3$ и трехвенечные ступени — при $u/c_\phi < 0,17$. Однако максимальное значение КПД многвенечных ступеней всегда меньше максимального значения КПД одновенечной ступени по следующим причинам:

1) увеличиваются потери энергии в рабочих лопатках первого ряда из-за существенного повышения скоростей w_1 и w_2 ;

2) добавляются потери энергии в направляющих и рабочих лопатках второго ряда, а для трехвенечной — дополнительно во втором ряду направляющих и третьем ряду рабочих лопаток.

Поэтому многвенечные ступени применяют в качестве регулирующих ступеней, в которых срабатывается большой теплоперепад, а также в тех случаях, когда требуется изготовить турбину дешевой или с малой металлоемкостью.

При выполнении многвенечных ступеней для улучшения аэродинамических характеристик рабочих и направляющих лопаток вводят небольшую степень реактивности на рабочих и направляющих венцах, чтобы обеспечить конфузорное течение в них. Большие степени реактивности вводить нецелесообразно, так как ступени скорости, как правило, работают с подводом рабочего тела не по всей окружности, на которой расположены рабочие лопатки, а по ее части, т.е. конструктивно эти ступени выполняются с парциальным подводом. При этом большая степень реактивности сопровождается большими утечками рабочего тела на концах дуги подвода.

Обычно степень реактивности суммарно по венцам двухвенечной ступени допускают не более 12 %. Введение небольшой степени реактивности повышает КПД двухвенечной ступени и одновременно увеличивает значение оптимального отношения скоростей $(u/c_\phi)_{\text{опт}}$ от 0,23 для чисто активной ступени до 0,3 для ступени с суммарной степенью реактивности 12—15%.

Примеры конструктивного выполнения двухвенечных ступеней и определения размеров лопаток рассмотрены в гл. 3.

2.6. РАДИАЛЬНЫЕ И РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫЕ СТУПЕНИ

Кроме широко распространенных осевых ступеней для паровых и газовых турбин находят применение *радиальные* и *радиально-осевые ступени*. Радиальными называются такие ступени, в которых линии тока рабочего тела находятся в плоскости, перпендикулярной оси ротора турбины (рис. 2.21). Если рабочее тело движется в направлении от оси турбины к периферии, то радиальные ступени называют

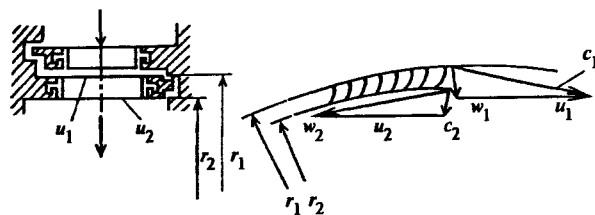


Рис. 2.21. Радиальные ступени

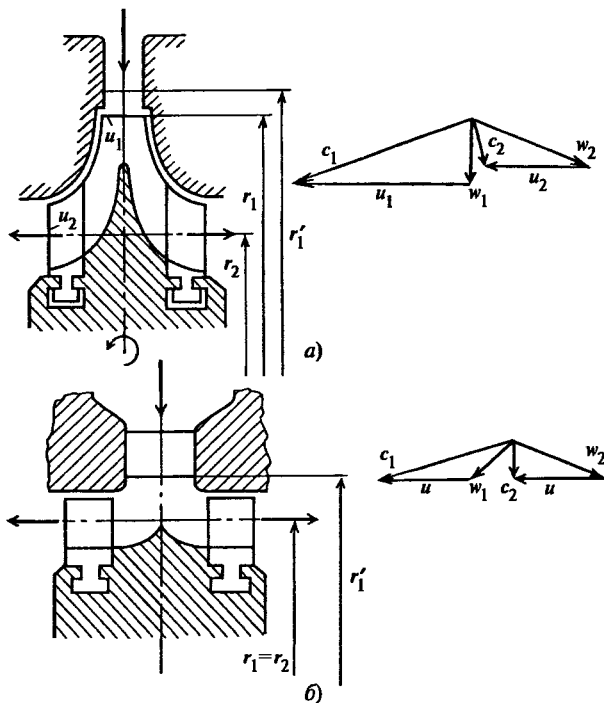


Рис. 2.22. Радиально-осевые ступени с радиальными пластинами (а) в поворотной камере и без них (б)

центробежными, а если от периферии к оси — центробежными, а если от периферии к оси — центробежными.

Радиально-осевыми называют такие ступени, в которых поток в сопловых лопатках направлен от периферии к оси турбины, а поток в рабочих лопатках имеет радиально-осевое направление (рис. 2.22, а). Радиально-осевые ступени могут применяться как в однопоточном, так и в двухпоточном исполнении. В последнем случае они могут использоваться на входе в двухпоточные цилиндры (обычно ЦНД и ЦСД). Рабочие лопатки радиально-осевых ступеней выполняют в различных вариантах, например, с протяженной радиальной частью, выполненной в виде радиальных пластин, и с осевой частью небольшой протяженности, в которой лопатки аналогичны рабочим лопаткам осевых ступеней (рис. 2.22, а), в виде ступеней, в которых радиальные пластины отсутствуют, рабочие лопатки осевые, поворот потока из радиального направления в осевое осуществляется в безлопаточной поворотной камере с обтекателем (рис. 2.22, б).

Для расчета преобразования энергии рабочего тела в механическую энергию вращения ротора в радиальных и радиально-осевых ступенях рассмотрим вывод основных соотношений на примере ра-

диальной ступени (см. рис. 2.21). Эти расчетные соотношения применимы для любого типа ступеней.

На основании теоремы о моменте количества движения момент, развиваемый потоком на рабочих лопатках ступени, равен изменению моментов количества движения потока на входе и выходе из рабочих лопаток:

$$M = G(r_1 c_{1u} - r_2 c_{2u}).$$

Здесь r_1 и r_2 — радиусы входного и выходного сечений потока в рабочих лопатках; c_{1u} и c_{2u} — проекции абсолютных скоростей c_1 и c_2 на направление окружной скорости u , которые, как и для осевых ступеней, определяются из треугольников скоростей: $c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1$, $c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2$.

Мощность, развиваемая потоком на лопатках ступени, определится как произведение момента на угловую скорость ротора:

$$N_u = M\omega = G(u_1 c_1 \cos \alpha_1 + u_2 c_2 \cos \alpha_2).$$

Удельная работа, производимая на лопатках ступени, определится по формуле

$$L_u = N_u / G = u_1 c_1 \cos \alpha_1 + u_2 c_2 \cos \alpha_2.$$

Преобразуя правую часть этого соотношения с помощью треугольников скоростей, получаем

$$L_u = 0,5(c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2 + u_2^2 - u_1^2). \quad (2.73)$$

Для потока рабочего тела в каналах рабочих лопаток справедливо уравнение сохранения энергии в виде

$$c_1^2/2 + h_1 = c_2^2/2 + h_2 + L_u. \quad (2.74)$$

Подставляя в правую часть этого соотношения (2.73), получаем

$$h_1 + w_1^2/2 = h_2 + w_2^2/2 - 0,5(u_2^2 - u_1^2). \quad (2.75)$$

Формулу (2.75) следует рассматривать как уравнение сохранения энергии потока в относительном движении в каналах рабочих лопаток: сумма потенциальной и кинетической энергии потока на входе в каналы в относительном движении равна сумме потенциальной и кинетической энергии на выходе из каналов минус энергия, затрачиваемая потоком на преодоление поля центробежных сил.

Для изоэнтروпийного потока уравнение (2.75) принимает вид

$$h_1 + w_1^2/2 = h_{2t} + w_{2t}^2/2 - 0,5(u_2^2 - u_1^2). \quad (2.76)$$

Из (2.76) теоретическая относительная скорость на выходе из рабочих лопаток

$$w_{2t} = \sqrt{2(h_1 - h_{2t}) + w_1^2 + (u_2^2 - u_1^2)}, \quad (2.77)$$

где $h_1 - h_{2t} = H_{0p}$ — располагаемый теплоперепад в рабочих лопатках (см. рис. 2.9).

Действительную относительную скорость определяют, как и для осевых ступеней, по формуле (2.34).

Степень реактивности радиальных и радиально-осевых ступеней, как и осевых, находят по формуле (2.36), которую с помощью (2.76) можно привести к виду

$$\rho = \frac{H_{0p}}{H_0} = \frac{(w_{2t}^2 - w_1^2) - (u_2^2 - u_1^2)}{c_\phi^2}. \quad (2.78)$$

Из этой формулы следует, что для центробежных радиальных и радиально-осевых ступеней ($u_2 < u_1$) при равенстве $w_{2t} = w_1$ степень реактивности положительная ($\rho > 0$). При этом условии степень реактивности осевых ступеней ($u_2 = u_1$) равна нулю. Таким образом, в радиальных и радиально-осевых ступенях часть располагаемого теплоперепада рабочих лопаток обусловлена полем центробежных сил. Эта часть теплоперепада равна $u_1^2/2 - u_2^2/2$.

Относительный лопаточный КПД радиальных и радиально-осевых ступеней определяется по формуле

$$\eta_{0,л} = \frac{L_u}{E_0} = \frac{2(u_1 c_1 \cos \alpha_1 + u_2 c_2 \cos \alpha_2)}{c_\phi^2 - \kappa_{в.с} c_2^2}. \quad (2.79)$$

На рис. 2.23 представлена зависимость $\eta_{0,л}$ от отношения скоростей u/c_ϕ для радиально-осевой ступени двухпоточного типа с радиальными пластинами во входной части лопаточного аппарата ротора. В этой ступени наряду с потерями с выходной скоростью на оптимальное отношение скоростей $(u/c_\phi)_{опт}$ весьма существенное влияние оказывают потери энергии в рабочих лопатках, которые минимальны вблизи значений u/c_ϕ при $\beta_1 \approx 90^\circ$.

Для радиальных ступеней с отношением скоростей u_1/u_2 , близким к единице, и для радиально-осевой ступени с безлопаточной поворотной камерой

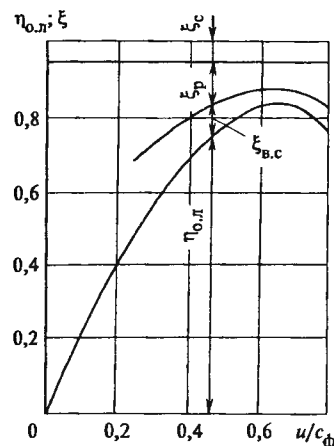


Рис. 2.23. Зависимость относительного лопаточного КПД радиально-осевой ступени от u/c_ϕ

рой отношение $(u/c_\phi)_{опт}$ можно определять по формуле (2.58).

Для радиально-осевых ступеней с радиальными пластинами во входной части рабочих лопаток значение $(u/c_\phi)_{опт}$ находится в пределах 0,65—0,67 при степени реактивности $\rho = 0,45 \dots 0,50$.

Особой разновидностью радиальных ступеней являются ступени, которые используются в турбинах типа Юнгстрем. В этих ступенях неподвижных направляющих лопаток нет; два последовательных ряда рабочих лопаток укреплены на роторах, вращающихся в противоположных направлениях. Обычно лопатки правого и левого вращения выполняют с одинаковым реактивным профилем. Треугольники скоростей такой ступени показаны на рис. 2.24. Здесь значение абсолютной скорости на выходе из лопаток предыдущего ряда $\bar{c}_2^{пр}$ может рассматриваться как абсолютная скорость на входе

в последующий ряд рабочих лопаток $\bar{c}_1^{л}$. Увеличение относительной скорости в рабочих лопатках достигается за счет располагаемого теплоперепада, приходящегося на ряд рабочих лопаток. Конфигурация треугольников скоростей для оптимальных условий в рассматриваемой ступени совпадает с конфигурацией треугольников скоростей активной ступени при условии замены относительных скоростей на абсолютные. Таким образом, оптимальное отношение скоростей u/w_{2t} для ряда рабочих лопаток рассматриваемой ступени совпадает с оптимальным отношением скоростей для активной ступени. Следовательно, при одинаковых окружных

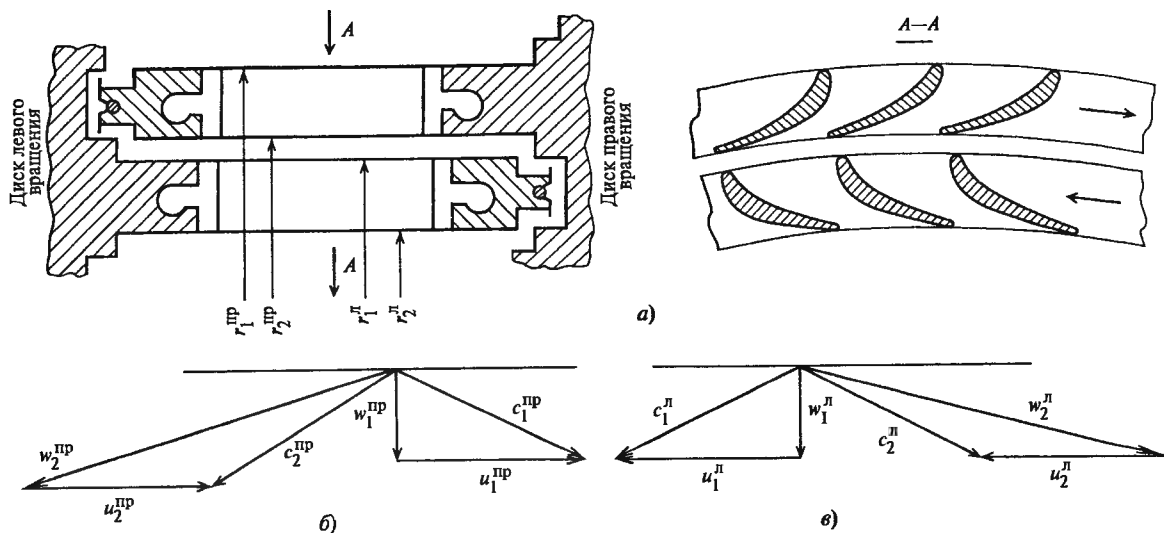


Рис. 2.24. Лопаточный аппарат рабочих колес правого и левого вращения (а), треугольники скоростей на рабочих лопатках правого (б) и левого (в) вращения турбины типа Юнгстрем

скоростях в каждом ряду рабочих лопаток в турбине типа Юнгстрем срабатывается такой же теплорепад, как и в активной ступени с неподвижными сопловыми лопатками.

2.7. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ И ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕШЕТОК ТУРБИННЫХ СТУПЕНЕЙ

В турбинных ступенях различают *сопловые (направляющие)* и *рабочие решетки*.

Сопловая (направляющая) решетка — это совокупность неподвижных (направляющих) лопаток ступени, установленных в статоре турбины.

Рабочая решетка — это совокупность подвижных рабочих лопаток ступени, установленных на роторе турбины. Все лопатки сопловой решетки имеют одинаковый по форме профиль и расположены на одинаковом расстоянии друг от друга. Аналогично, все рабочие лопатки находятся на одинаковом расстоянии друг от друга и имеют одинаковый профиль.

Геометрические характеристики сопловой решетки осевой ступени приведены на рис. 2.25. Здесь представлены меридиональное сечение (полученное при пересечении плоскостью, проходящей через ось турбины) и развертка цилиндрического сечения по среднему диаметру ступени.

Потери энергии и другие газодинамические характеристики решеток зависят от геометрической формы канала между соседними лопатками, кото-

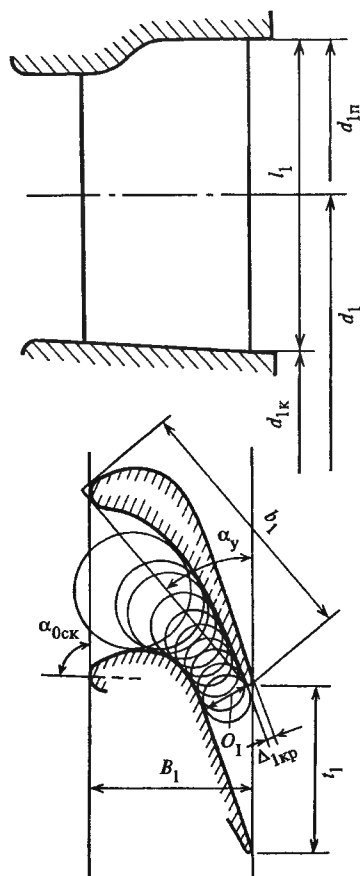


Рис. 2.25. Геометрические характеристики сопловой решетки

рая определяется формой профиля лопатки. Поэтому основной геометрической характеристикой решетки следует считать тип и форму профиля лопатки. На рис. 2.25 показана решетка с суживающимися каналами и соответствующей формой профиля, применяемая для потоков с дозвуковыми скоростями. Формы профилей для других условий течения будут рассмотрены ниже.

Рассмотрим часто используемые геометрические характеристики сопловых решеток:

шаг решетки t_1 — расстояние между соседними профилями; измеряется отрезком между сходственными точками соседних профилей;

горло O_1 — минимальный размер канала на выходе из решетки; измеряется диаметром вписанной в канал окружности;

эффективный угол выхода потока $\alpha_{13} = \arcsin O_1/t_1$. Этот геометрический параметр в большой степени определяет направление потока за решеткой;

хорда профиля b_1 — расстояние между наиболее удаленными точками профиля (в цилиндрическом сечении);

ширина решетки B_1 — расстояние по перпендикуляру к фронту решетки. Фронтом решетки называется линия, параллельная направлению окружной скорости рабочих лопаток;

угол установки профиля в решетке α_y — угол между направлением, противоположным направлению окружной скорости, и касательной к выходной и входной кромкам профиля. Изменяя угол установки профиля в небольших пределах, при формировании решетки можно получить различные значения эффективного угла выхода α_{13} ;

толщина выходной кромки лопатки $\Delta_{1кр}$ — диаметр окружности, вписанной между обводами профиля вблизи выходной кромки;

высота (длина) лопатки на выходе из решетки l_1 — размер канала на выходе из решетки, измеряемый по радиусу ступени;

средний диаметр решетки d_1 — диаметр окружности, проходящей через точки, делящие высоту (длину) лопатки пополам;

степень парциальности e — отношение длины дуги L , занятой соплами, ко всей длине окружности с диаметром, равным среднему диаметру решетки:

$$e = L/(\pi d_1). \quad (2.80)$$

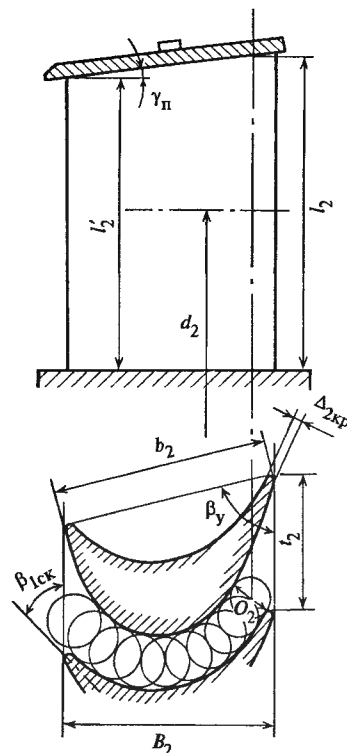


Рис. 2.26. Геометрические характеристики рабочей решетки

Определения геометрических характеристик для сопловой решетки справедливы и для рабочей решетки. Геометрические характеристики рабочей решетки приведены на рис. 2.26 и имеют следующие обозначения:

$$t_2, O_2, \beta_{23} = \arcsin \frac{O_2}{t_2}, b_2, B_2, \beta_y, \Delta_{2кр}, l_2 \text{ и } d_2,$$

данные в порядке соответствующих характеристик сопловой решетки. На рис. 2.26 представлена решетка из профилей активного типа. Для рабочей решетки реактивной ступени профили рабочих лопаток по конфигурации не отличаются от сопловых профилей.

Кроме перечисленных характеристик используется понятие *скелетного угла входной кромки профиля* в решетке ($\alpha_{0ск}, \beta_{1ск}$), которым называется угол между касательной к средней линии профиля на входе в решетку и направлением окружной скорости. *Средней линией профиля* называется линия, точки которой равноудалены от обводов профиля. Для сопловых и реактивных рабочих лопаток скелетный угол входной кромки ($\alpha_{0ск}, \beta_{1ск}$) часто близок к 90° , для активных решеток $\beta_{1ск}$ существенно меньше 90° .

Наряду с абсолютными геометрическими характеристиками применяют *относительные геометрические параметры решеток*: относительный шаг $\bar{t} = t/b$; относительную высоту $\bar{l} = l/b$; относительную толщину выходной кромки $\bar{\Delta}_{кр} = \Delta_{кр}/O$; веерность $1/\theta = l/d$ и др. Относительные геометрические параметры позволяют группировать подобные решетки с разными геометрическими абсолютными размерами. Например, сопловые решетки имеют различные хорды профилей b_1 , но если в этих решетках применены геометрически подобные профили и одинаковые безразмерные параметры $\bar{t}_1 = \text{const}$, $\bar{l}_1 = \text{const}$, $\theta_1 = \text{const}$ и др., то каналы этих решеток будут геометрически подобными, поэтому и потоки рабочего тела в этих решетках будут также подобными (при условии одинаковых режимов течения, т.е. число Маха $M_{1l} = c_{1l}/a_{1l} = \text{const}$, число Рейнольдса $Re_{1l} = c_{1l} b_1/\nu_{1l} = \text{const}$ и т.д.; здесь ν — кинематическая вязкость пара или газа). Следовательно, в этих решетках будут одинаковы и потери энергии в потоке, а также и другие газодинамические характеристики.

Все реальные турбинные решетки являются кольцевыми. Характерным безразмерным параметром кольцевой решетки является ее веерность $1/\theta = l/d$. Следует заметить, что в кольцевых решетках шаг профилей t изменяется по высоте лопатки, увеличиваясь вместе с увеличением диаметра. Так, в развертке цилиндрического сечения по среднему диаметру сопловой решетки шаг равен t_1 , в сечении по корневому диаметру $d_{1к} = d_1 - l_1$ шаг $t_{1к} < t_1$, в сечении по периферийному диаметру $d_{1п} = d_1 + l_1$ шаг $t_{1п} > t_1$ (см. рис. 2.25). Таким образом, если по высоте решетки $b_1 = \text{const}$, то относительный шаг по высоте лопатки увеличивается, увеличиваются также и относительный размер горла и эффективный угол выхода решетки α_{13} .

В отличие от кольцевой решетки часто используют понятие *прямой решетки*, т.е. такой решетки, в которой диаметр d равен бесконечности. В прямой решетке шаг лопаток по высоте неизменен. На рис. 2.27 показана модель прямой (плоской) решетки, используемая в лабораторных исследованиях газодинамических характеристик. Понятие прямой

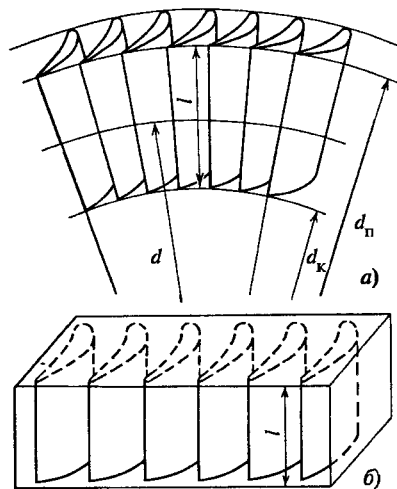


Рис. 2.27. Модели решетки:

а — кольцевой; б — прямой (плоской)

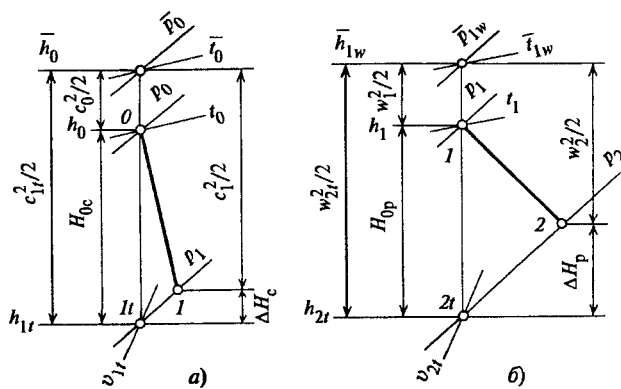


Рис. 2.28. Процесс в h, s -диаграмме для сопловой (а) и рабочей (б) решеток

решетки используется также в теоретических исследованиях решеток турбомашин.

Газодинамические характеристики решеток необходимы для теплового расчета турбинных ступеней. Их значения можно определять теоретически, но чаще находят экспериментально. К основным газодинамическим характеристикам относят коэффициент потерь энергии, коэффициент расхода и угол выхода потока из решетки.

Коэффициентом потерь энергии решетки называют отношение потерь энергии в потоке к располагаемой энергии потока в решетке. На рис. 2.28, а изображены процессы для потока в сопловой, а на рис. 2.28, б — в рабочей решетках. Потери энергии в этих решетках определяют как разность действительной энтальпии за решеткой при реальном тече-

нии и теоретической энтальпии за решеткой в предположении изэнтропийного течения. Потери энергии в сопловой решетке составляют $\Delta H_c = h_1 - h_{1t}$, в рабочей решетке — $\Delta H_p = h_2 - h_{2t}$ и представляют собой затраты механической энергии потока на преодоление сил трения и других сопротивлений в решетке. Эта затраченная энергия превращается в теплоту и вновь возвращаются в поток при низком тепловом потенциале, повышая энтальпию и энтропию потока на выходе из решетки.

Располагаемая энергия решетки определяется как разность энтальпии полного торможения перед решеткой (для рабочей решетки энтальпии полного торможения в относительном движении) и энтальпии в потоке за решеткой при изэнтропийном течении: для сопловой решетки располагаемая энергия равна $\bar{h}_0 - h_{1t}$, для рабочей решетки — $\bar{h}_{1w} - h_{2t}$.

Таким образом, коэффициенты потерь энергии сопловой решетки

$$\zeta_c = \frac{\Delta H_c}{\bar{h}_0 - h_{1t}} \quad (2.81)$$

и рабочей решетки

$$\zeta_p = \frac{\Delta H_p}{\bar{h}_{1w} - h_{2t}}. \quad (2.82)$$

Коэффициенты потерь энергии ζ_c и ζ_p и коэффициенты скорости φ и ψ сопловой и рабочей решеток связаны между собой. Если представить потери энергии в решетках как разность кинетических энергий на выходе из решетки при теоретическом течении и реальном осредненном течении, а располагаемую энергию решетки как кинетическую энергию потока на выходе из решетки при изэнтропийном течении, то формулы (2.81) и (2.82) преобразуются следующим образом:

$$\zeta_c = \frac{c_{1t}^2/2 - c_1^2/2}{c_{1t}^2/2} = 1 - \varphi^2; \quad (2.83)$$

$$\zeta_p = \frac{w_{2t}^2/2 - w_2^2/2}{w_{2t}^2/2} = 1 - \psi^2. \quad (2.84)$$

Таким образом, по известным характеристикам решеток ζ_c и ζ_p легко найти коэффициенты скоро-

сти φ и ψ , которые также можно рассматривать как газодинамические характеристики решеток.

Коэффициенты потерь энергии решеток зависят как от их геометрических параметров, так и от режимных параметров потока (чисел M и Re , углов натекания потока и др.). Эти зависимости будут рассмотрены в конце параграфа.

Коэффициентом расхода решетки называют отношение действительного расхода через решетку к теоретическому расходу массы рабочего тела через эту решетку:

$$\mu = G/G_t. \quad (2.85)$$

Теоретический расход массы для суживающихся решеток при дозвуковых скоростях подсчитывают по площади выходного сечения, перпендикулярного направлению потока, и теоретическим параметрам в этом сечении:

для сопловой решетки

$$G_{1t} = F_1 c_{1t} / v_{1t}, \quad (2.86)$$

где $F_1 = l_1 O_1 z_1$; z_1 — число сопловых каналов в решетке; c_{1t} и v_{1t} — теоретические скорость и удельный объем на выходе из сопловой решетки (рис. 2.28);

для рабочей решетки

$$G_{2t} = F_2 w_{2t} / v_{2t}, \quad (2.87)$$

где $F_2 = l_2 O_2 z_2$; z_2 — число каналов (или лопаток) в решетке; w_{2t} и v_{2t} — теоретические скорость и удельный объем на выходе из рабочей решетки (рис. 2.28).

Действительный расход рабочего тела через решетку отличается от теоретического из-за неравномерного поля скоростей в выходном сечении. Эта неравномерность связана с наличием пограничных слоев на выпуклой и вогнутой сторонах лопатки и на торцевых поверхностях каналов, а также с неравномерным полем давления в выходном сечении канала — давление на выпуклой стенке (на спинке) меньше давления на вогнутой поверхности. При определении теоретического расхода предполагается давление в выходном сечении постоянным и равным давлению за решеткой. Для влажного пара действительный расход отличается от теоретического также вследствие влияния процессов переохлаждения пара, наличия капелек влаги в потоке.

При определении коэффициента расхода решеток действительный расход может быть найден тео-

ретически с привлечением теории пограничного слоя, т.е. по рассчитанному распределению скоростей в выходном сечении канала решетки. Однако часто коэффициент расхода находят по экспериментально измеренному расходу.

При сверхзвуковых скоростях на выходе из суживающихся решеток теоретический расход через решетку определяют по критическим параметрам в выходных сечениях каналов решетки [в отличие от (2.86) и (2.87)]:

$$G_{1t} = F_1 c_{кр} / v_{1кр}; \quad (2.88)$$

$$G_{2t} = F_2 w_{2кр} / v_{2кр}. \quad (2.89)$$

По этим же формулам вычисляют расход для сверхзвуковых решеток с расширяющимися каналами, причем вместо площадей выходных сечений в формулы подставляют площади минимальных сечений $F_{мин}$.

Зависимости коэффициентов расхода для сопловых μ_1 и рабочих μ_2 решеток от геометрических и режимных параметров приведены в § 3.1.

Углом выхода потока из решетки α_1, β_2 называют среднее значение углов направления векторов действительных скоростей за решеткой относительно ее фронта. При этом осреднение производят по шагу t и высоте l с помощью уравнения количества движения. Например, угол выхода из сопловой решетки находят по формуле

$$\sin \alpha_1 = \frac{\int_{(l)} \int_{(t)} \sin \alpha_1 \frac{c_1^2}{v_1} dt dl}{\int_{(l)} \int_{(t)} \frac{c_1^2}{v_1} dt dl}. \quad (2.90)$$

Как правило, действительный угол выхода из решетки определяют экспериментально. Если экспериментальные данные отсутствуют, то для современных аэродинамически отработанных решеток при дозвуковых скоростях за действительный угол выхода принимают значение эффективного угла выхода:

для сопловой решетки

$$\sin \alpha_1 \approx \sin \alpha_{1э} = O_1 / t_1; \quad (2.91)$$

для рабочей решетки

$$\sin \beta_2 \approx \sin \beta_{2э} = O_2 / t_2; \quad (2.92)$$

Отклонение действительного угла выхода от эффективного для большинства решеток невелико. В решетках с большим значением коэффициента потерь энергии действительный угол выхода всегда больше эффективного.

При сверхзвуковых скоростях потока за суживающейся решеткой углы выхода определяют по формулам, приведенным в следующем параграфе.

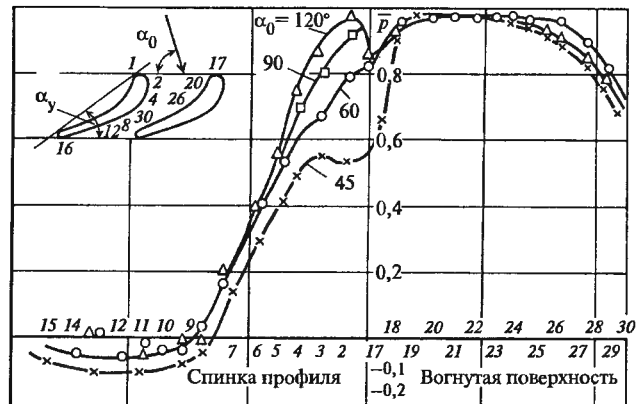
Влияние геометрических характеристик и режимных параметров на потери энергии в турбинных решетках. Для анализа потерь энергии в решетках целесообразно рассматривать их по составляющим. *Общие (суммарные) потери в решетке*, оцениваемые коэффициентом потерь энергии ζ , представляют собой сумму профильных и концевых потерь:

$$\zeta = \zeta_{пр} + \zeta_{конц}. \quad (2.93)$$

Профильные потери проявляются в лопатках бесконечно большой длины, когда явления в потоке вблизи торцевых поверхностей канала решетки, приводящие к концевым потерям, не оказывают влияния на значение суммарных потерь энергии. Профильные потери условно разделяют на *потери трения, кромочные и волновые*:

$$\zeta_{пр} = \zeta_{тр} + \zeta_{кр} + \zeta_{волн}. \quad (2.94)$$

Потери трения $\zeta_{тр}$ связаны с течением в пограничных слоях на вогнутой поверхности и спинке лопатки вдали от ее концов, т.е. эти потери определяются трением на профиле лопатки, а также потерями энергии в случае отрыва потока от этих поверхностей. Чем больше толщина пограничного слоя, тем больше потери трения. Формирование пограничного слоя связано с распределением давлений и скоростей по обводам профиля лопатки. На рис. 2.29 представлены характерные кривые распределения давлений по обводам профиля сопловой и рабочей (активной) решеток при различных углах входа потока. Как для сопловой, так и для рабочей решетки на вогнутой стороне профиля среднее давление существенно выше среднего давления на спинке профиля. Если проинтегрировать силы давления на поверхности лопатки в проекции на окружное направление, то для рабочей лопатки получим окружное усилие R_u , действующее на рабочую лопатку. По кривым распределения давлений можно выделить *конфузорные и диффузорные зоны течения* на поверхностях профиля. Если давление уменьшается по потоку (скорость растет), то говорят о конфузор-



а)



б)

Рис. 2.29. Распределение давлений по профилю сопловой (а) и рабочей (активной) (б) решеток:

1—30 — номера точек

ной зоне, если давление растет, то эту зону называют диффузорной. В ускоряющемся потоке (в конфузорной зоне) толщина пограничного слоя (как $\delta_{\text{вогн}}$, так и $\delta_{\text{сп}}$) нарастает медленно, в диффузорной зоне рост толщины пограничного слоя интенсивный (рис. 2.30), что иногда при некачественном обводе профиля приводит к отрыву потока от спинки в этой зоне. Отрыв потока сопровождается вихрем, который периодически выносится потоком за пределы решетки. На образование этого вихря затрачивается энергия потока, поэтому решетки, обтекаемые с образованием отрывной зоны, характеризуются большим коэффициентом потерь энергии. Для предотвращения отрыва потока как сопловые, так и рабочие решетки выполняют с конфузорным течением практически вдоль всей вогнутой и выпуклой частей профиля. Исключение составляет небольшой участок на спинке в выходной ее части, где поток в осевых решетках диффузорный с интенсивным нарастанием пограничного слоя.

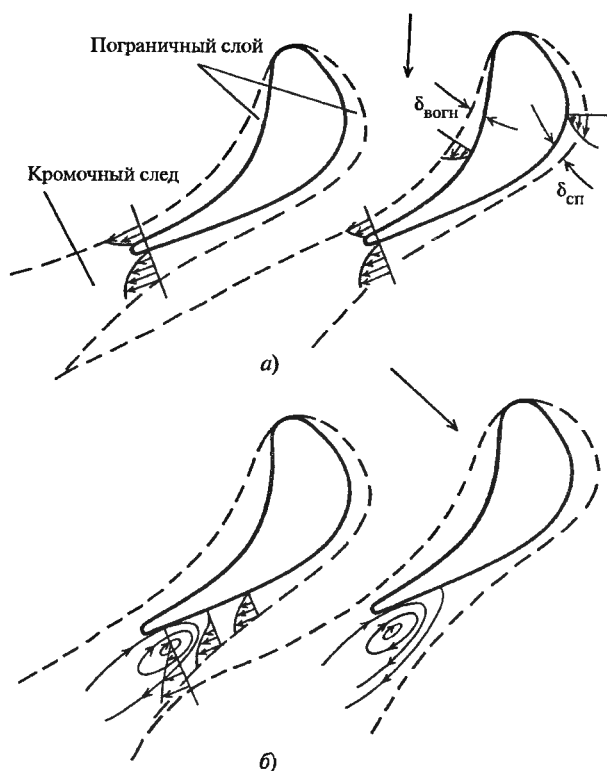


Рис. 2.30. Схема распределения толщины пограничного слоя по профилю лопатки для безотрывного течения (а) и для течения с отрывом потока от спинки (б)

Кромочные потери $\zeta_{\text{кр}}$ связаны с вихреобразованием за кромками профиля, а также с внезапным расширением потока за ними. При сходе потока с кромки он отрывается, и за кромками образуются вихри, которые периодически сносятся вниз по потоку. Стекающие с обводов профиля пограничные слои и вихри за кромками образуют так называемый «кромочный след», в котором наблюдается значительная неравномерность параметров потока: значения и направления вектора скорости, статического давления и др. Наибольшая неравномерность параметров имеет место непосредственно за кромкой. По направлению потока за счет взаимодействия с основным потоком ширина кромочного следа увеличивается, неравномерность поля скоростей уменьшается, среднее статическое давление в потоке возрастает. При выравнивании параметров в кромочном следе средняя скорость потока уменьшается и, следовательно, растут потери энергии в потоке.

Кромочные потери энергии в решетке определяются, главным образом, отношением толщины выходной кромки профиля к размеру горла решетки

на выходе. Для реактивных (сопловых) решеток кромочные потери могут оцениваться по формуле

$$\zeta_{кр} = 0,18 \Delta_{1кр} / O_1. \quad (2.95)$$

Волновые потери $\zeta_{волн}$ связаны с образованием в потоке при околосвуковых и сверхзвуковых скоростях на выходе из решетки скачков уплотнения. Скачки уплотнения в потоке воздействуют на пограничный слой на профиле, вызывая его утолщение и иногда отрыв, что приводит к возрастанию потерь энергии в решетке. Кроме того, в скачках уплотнения происходит диссипация энергии, которая также увеличивает потери энергии в решетке. Волновые потери энергии возрастают вместе с увеличением числа M потока в решетке.

Концевые потери в решетках связаны с явлениями в потоке вблизи концов лопаток и равны разности суммарных и профильных потерь в решетке [см. (2.93)]:

$$\zeta_{конц} = \zeta - \zeta_{пр}.$$

Эти явления, называемые *вторичными течениями*, определяются поперечным градиентом давления в канале решетки, толщинами пограничных слоев, образующихся на торцевых стенках канала, а также на спинке профиля. Вторичные течения развиваются в областях, прилегающих к торцевым поверхностям a и b канала решетки (рис. 2.31). Как известно, градиент давления, действующий в поперечном направлении в ядре потока (вне пограничного слоя) и возникающий в результате криволинейного движения потока, передается (распространяется) и в пограничный слой на торцевой поверхности. Под действием градиента давления частицы этого пограничного слоя, находящиеся под действием сравнительно небольших центробежных сил из-

за малых скоростей, приобретают поперечные составляющие скорости. Благодаря этому возникает завихренность торцевого пограничного слоя, который перетекает в направлении от вогнутой поверхности к спинке соседнего профиля. На спинке в результате взаимодействия двух слоев — основного и стекающего вниз по спинке торцевого — образуется утолщение пограничного слоя. Вблизи концов лопаточного канала в потоке наблюдается вихревое течение, называемое вторичным вихрем.

Показанное на рис. 2.31, b распределение локальных коэффициентов потерь энергии по высоте лопатки свидетельствует об увеличении потерь энергии вблизи ее концов. Здесь же отмечены профильные потери энергии, которые равны локальным в средней части лопатки, и концевые, которые равны среднеинтегральным по всей высоте лопатки минус профильные. Характер вторичных течений и распределение потерь энергии вблизи концов лопаток не изменяются с уменьшением ее высоты до известных пределов. При сравнительно малых высотах лопаток наступает искажение в кривых распределения потерь у концов лопаток вследствие смыкания вторичных течений у верхнего и нижнего концов. Таким образом, концевые потери энергии при уменьшении высоты лопатки увеличиваются, причем интенсивность этого увеличения возрастает при сравнительно малых высотах, когда вторичные течения у обоих концов лопаток смыкаются.

На рис. 2.32 приведены зависимости потерь энергии от отношения $b_1/l_1 = 1/\bar{l}_1$ для прямых сопловых решеток типов С-90-12А и С-90-15А; здесь же показано разделение суммарного коэффициента потерь ζ на составляющие $\zeta_{пр}$ и $\zeta_{конц}$. С увеличением $1/\bar{l}_1$ концевые потери возрастают линейно, если смыкание вторичных течений не наступило.

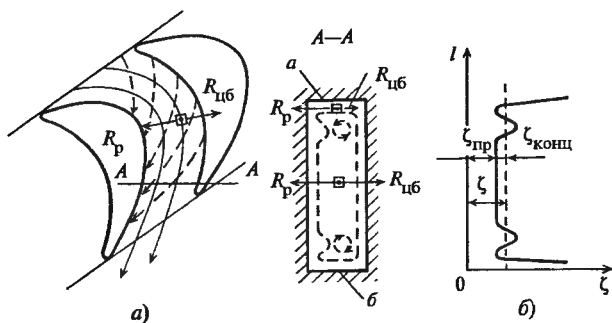


Рис. 2.31. Вторичные течения в решетках:

a — схема вторичных течений вблизи торцевых поверхностей канала; b — распределение локальных коэффициентов потерь энергии по высоте канала решетки

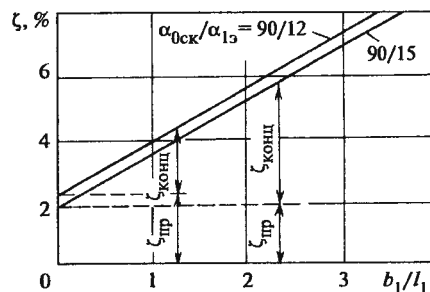


Рис. 2.32. Потери энергии в сопловых решетках С-90-12А и С-90-15А в зависимости от относительной высоты лопаток

После смыкания рост концевых потерь становится более интенсивным.

Таким образом, при малых относительных высотах как сопловых, так и рабочих лопаток потери энергии велики. Поэтому, проектируя проточную часть турбинной ступени, лопатки следует выполнять с повышенной относительной высотой.

Кроме относительной высоты на концевые потери в решетках оказывают влияние другие параметры: угол поворота $\Delta\beta = 180 - (\beta_{1\text{ск}} + \beta_{2\text{э}})$, на который спроектирована решетка; относительный шаг $\bar{l}$; форма профиля; угол вектора скорости на входе в решетку; числа M и Re . Концевые потери меняются под влиянием указанных факторов за счет изменений перепада давлений в направлении от вогнутой поверхности к спинке лопатки, толщины пограничного слоя на торцевых поверхностях и на спинке профиля, в особенности в диффузорной области на выходе из решетки. Например, при увеличении угла поворота потока в решетке растет перепад давления между вогнутой поверхностью и спинкой и соответственно растут концевые потери. При больших дозвуковых скоростях в решетках с суживающимися каналами при увеличении числа M утончаются пограничные слои и соответственно уменьшаются концевые потери энергии. Аналогично при увеличении числа Re (в области низких Re) концевые потери уменьшаются.

Специальными мерами при профилировании лопаток малой высоты добиваются снижения концевых потерь. Для активных решеток малой высоты вместо канала постоянного сечения выполняют расширяюще-суживающийся канал (рис. 2.33), в котором в выходной части вследствие повышенной конфузурности утончается пограничный слой на спинке и соответственно уменьшаются концевые потери.

В сопловых решетках уменьшение концевых потерь при малых высотах лопаток достигается меридиональным профилированием каналов. На рис. 2.34

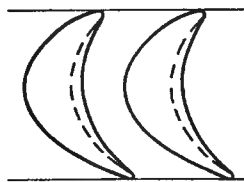


Рис. 2.33. Профиль активных решеток малой высоты в сравнении с профилем решеток средней и большой высоты: — — — — — профиль вогнутой поверхности для решетки малой высоты (короткой лопатки)

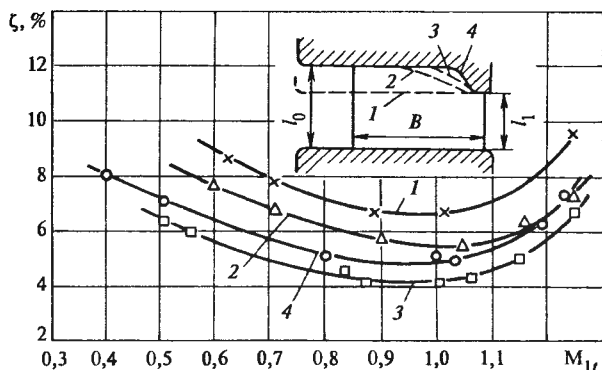


Рис. 2.34. Коэффициент потерь в сопловой решетке с $\bar{l}_1 = 0,5$ и $\Delta l = 0,33l_1$ в зависимости от числа M_{1r} и формы меридионального обвода канала

показано такое профилирование при различных формах (1—4) периферийного меридионального обвода для сопловых решеток. Увеличение высоты лопаток на начальном участке канала ($l_0 > l_1$) приводит к уменьшению скоростей и, следовательно, поперечного градиента давлений и вторичных течений; повышенная конфузурность потока в области косога среза вызывает уменьшение толщины пограничного слоя на поверхностях лопаток и соответственно снижение концевых потерь в решетке. За счет меридионального профилирования потери в сопловых решетках могут быть сокращены на 1—3 % при относительных высотах $\bar{l}_1 = 0,2 \dots 0,5$. При применении меридионального профилирования на выходе из кольцевой сопловой решетки уменьшается также градиент статического давления по высоте лопатки в зазоре между соплами и рабочими лопатками.

При анализе составляющих потерь энергии в решетках частично рассматривалось влияние отдельных геометрических характеристик и режимных параметров. Ниже рассмотрим зависимость суммарных потерь энергии от основных геометрических характеристик лопаток и режимных параметров.

Влияние относительной высоты лопаток. При изменении относительной высоты суммарные потери энергии в решетке зависят от изменения концевых потерь. Эта зависимость приведена на рис. 2.32 и обсуждена выше.

Влияние относительного шага профилей в решетке. При изменении относительного шага решетки $\bar{l}$, составленной из лопаток одного и того же профиля, изменяются все составляющие потерь — профильные (рис. 2.35) и концевые. Значение отно-

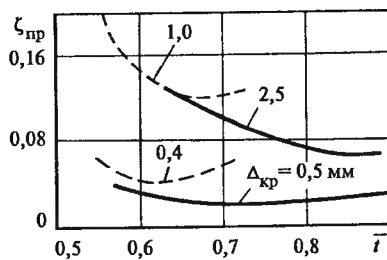


Рис. 2.35. Коэффициент профильных потерь энергии в зависимости от относительного шага и толщины выходной кромки:

— сопловая решетка С-90-15А, $b_1 = 50$ мм;
 - - - - - рабочая решетка Р-30-21А, $b_2 = 25$ мм

сительного шага, соответствующее минимальным потерям энергии в решетке, называется *оптимальным шагом* $\bar{t}_{опт}$. Увеличение относительного шага по сравнению с $\bar{t}_{опт}$ приводит к изменению формы межлопаточного канала и соответственно к изменению распределения давлений по профилю лопатки. При этом растет протяженность косого среза и повышается степень диффузорности выходного участка спинки, что приводит к увеличению потерь трения в решетке. Кроме того, с увеличением $\bar{t}$ возрастает перепад давлений в канале между вогнутой поверхностью и спинкой и соответственно увеличиваются концевые потери. Уменьшение относительного шага по сравнению с оптимальным приводит к увеличению кромочных потерь в результате уменьшения размера горла канала и соответствующего увеличения относительной толщины кромки лопатки [см. формулу (2.95)]. Потери трения в этом случае также увеличиваются из-за неоптимального распределения давлений по профилю, а также из-за сокращения площади сечения потока в канале вне пограничного слоя. Концевые потери при уменьшении относительного шага снижаются, так как уменьшается перепад давлений в канале между вогнутой поверхностью и спинкой.

В решетках активного типа интенсивность изменения потерь энергии с изменением относительного шага выше, чем в решетках реактивного типа. Объясняется этот факт более существенным изменением формы межлопаточного канала в активных решетках.

Влияние угла поворота потока в решетке. Как профильные, так и концевые потери в решетке зависят от угла поворота потока в ней, т.е. от значения $\Delta\beta = 180 - (\beta_{1ск} + \beta_{2ск})$ для рабочих решеток

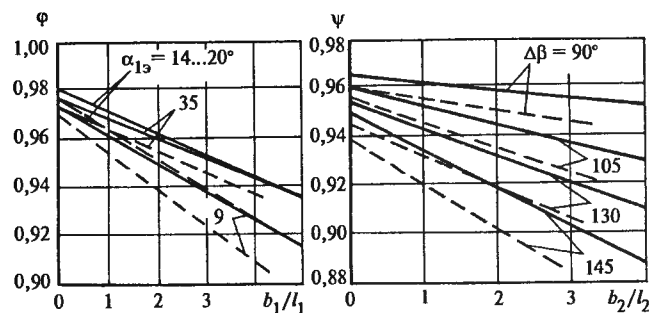


Рис. 2.36. Коэффициенты скорости для сопловых и рабочих решеток в зависимости от b/l и угла поворота потока в решетке $\Delta\beta = 180 - (\beta_1 + \beta_2)$ (или от угла $\alpha_{1с}$):

— $d/l_1 > 10$; - - - - - $d/l_1 < 4$

и $\Delta\alpha = 180 - (\alpha_{0ск} + \alpha_{1ск})$ для сопловых. При больших углах поворота и соответственно малых углах выхода α_1 и β_2 увеличиваются протяженность косого среза в канале решетки и относительная толщина кромки (так как при прочих равных условиях уменьшается размер горла канала). Большая протяженность косого среза решетки обуславливает возрастание толщины пограничного слоя на спинке и соответственно повышение потерь трения, а большая относительная толщина выходной кромки — увеличение кромочных потерь энергии. С увеличением угла поворота возрастают также и концевые потери, так как повышается перепад давлений в канале решетки между вогнутой поверхностью и спинкой профиля.

Таким образом, с увеличением угла поворота потока суммарные потери энергии в решетке возрастают, а коэффициенты скорости соответственно уменьшаются (рис. 2.36). Данные рис. 2.36 можно использовать при ориентировочных расчетах турбинных ступеней.

Влияние угла входа потока. При изменении режима работы ступени меняются углы входа в сопловую α_0 и рабочую β_1 решетки, при этом изменяется распределение давлений (соответственно и скоростей) по профилю, которое решающим образом оказывает влияние на формирование пограничного слоя на профиле и, следовательно, потерь энергии в решетке. Как показывают опыты, минимальные потери в решетке достигаются при углах входа, немного превышающих скелетный угол входной кромки. Для рабочих решеток при $\beta_{1ск} > 90^\circ$ угол входа β_{10} , соответствующий минимальным потерям, находится в пределах $[\beta_{1ск} + (2 \dots 6)] \geq \beta_{10} > \beta_{1ск}$. Отклонение

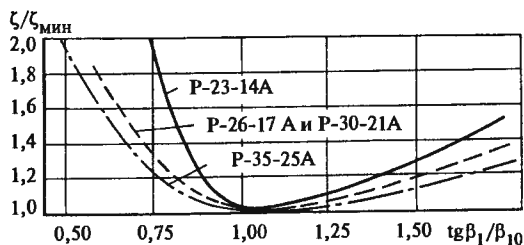


Рис. 2.37. Потери энергии в активных решетках в зависимости от угла входа потока

угла входа потока β_1 от оптимального β_{10} в сторону меньших значений приводит к существенно большему росту потерь энергии по сравнению с отклонением в сторону больших значений (рис. 2.37). Изменение угла входа в решетку приводит к изменению эпюры распределения давлений по профилю в районе входной кромки. При углах входа, меньших оптимального, на спинке образуется зона повышенных скоростей с последующим диффузорным участком (см. рис. 2.29), который при значительных отклонениях угла входа приводит к отрыву потока вблизи входной кромки и, следовательно, к большим как профильным, так и концевым потерям энергии. При углах входа, больших оптимального, аналогичная зона повышенных скоростей с последующим диффузорным участком образуется на вогнутой поверхности со стороны входной кромки (см. рис. 2.29). Однако в этом случае отрыв потока достигается только при большом отклонении угла входа от оптимального.

Влияние числа M на выходе из решетки. При числах $M < 0,4$ как профильные, так и концевые потери энергии в решетке с суживающимися каналами не зависят от M . При числах $M > 0,4$ проявляется влияние сжимаемости, причем в диапазоне $0,4 < M < M_*$ (M_* — минимальное число Маха на выходе из решетки, при котором появляются сверхзвуковые скорости на спинке профиля) потери энергии уменьшаются с увеличением числа M за счет благоприятного изменения градиентов давления вдоль потока (увеличенная конфузорность потока); для скоростей $M > M_*$ на потери существенное влияние оказывают волновые потери энергии, связанные со скачками уплотнения в потоке на спинке профиля при $M_* < M < 1,0$ и за выходными кромками при $M > 1,0$ (рис. 2.38).

Изменение потерь энергии в зависимости от числа M в решетках с расширяющимися каналами (соплах Лавалья) рассматривается в § 2.8.

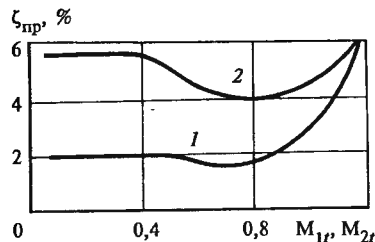


Рис. 2.38. Профильные потери в зависимости от числа M : 1 — сопловая решетка С-90-15А ($\alpha_{1,2} = 12^\circ$); 2 — активная рабочая решетка Р-30-21А

Влияние числа Re на выходе из решетки при дозвуковых скоростях. От числа Re зависят режим течения в пограничном слое и потери трения в пограничном слое на профиле лопатки. При небольших значениях числа Re режим течения в пограничном слое ламинарный; с увеличением числа Re режим течения в пограничном слое становится турбулентным. Для гладких поверхностей лопаток с увеличением числа Re потери энергии уменьшаются по закону $\zeta = A Re^{-m}$, причем интенсивность снижения потерь при ламинарном режиме существенно выше ($m = 0,5$), чем при турбулентном ($m \approx 0,14 \dots 0,20$). Для лопаток с шероховатыми поверхностями при числах $Re \geq 3 \cdot 10^5 \dots 10^7$ потери энергии в решетке не зависят от числа Re , т.е. в этой области наблюдается *автомодельность режимов течения*. Минимальное граничное число $Re_{авт}$ автомодельной области зависит от относительной шероховатости h/b (отношения высоты выступов шероховатости h к хорде профиля b). Для практически гладких лопаток $Re_{авт} \approx 10^7$, при $h/b \approx 0,001$ $Re_{авт} \approx 10^5$. Для турбинных лопаток $Re_{авт}$ составляет обычно $(3 \dots 5) \cdot 10^5$.

Потери энергии в зоне режимов развитой шероховатости (автомодельная зона) зависят от относительной шероховатости. Потери трения в решетке с турбинными профилями в зависимости от относительной шероховатости могут оцениваться по формуле

$$\zeta_{ш} = 0,19 (h/b)^{0,251}. \quad (2.96)$$

Режимы течения в большинстве ступеней турбины по числу Re обычно находятся в автомодельной области как для сопловых, так и для рабочих решеток. Поэтому для эффективной работы этих ступеней имеет важное значение малая шероховатость лопаток. Решетки последних ступеней турбины могут работать в режимах $Re < Re_{авт}$, поэтому при

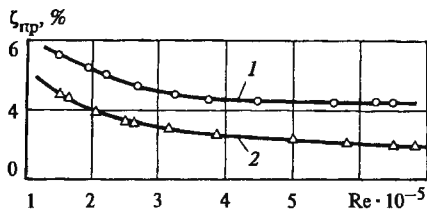


Рис. 2.39. Влияние числа Рейнольдса на профильные потери в решетке:

1 — решетки активного типа; 2 — сопловые решетки

расчете этих ступеней приходится учитывать влияние числа Рейнольдса (рис. 2.39).

На режим течения в пограничных слоях оказывает влияние степень турбулентности потока E_0 . При увеличении E_0 от 0 до 10% профильные потери энергии в решетках возрастают в 1,5—2 раза.

2.8. ТУРБИННЫЕ РЕШЕТКИ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ РЕЖИМЕ РАБОТЫ. РАСШИРЕНИЕ В КОСОМ СРЕЗЕ РЕШЕТКИ

Переменный режим работы решеток с суживающимися каналами. Рассмотрим, как изменяется расход пара через решетку с суживающимися каналами, например сопловую, при изменении давлений на входе и выходе из сопл. Если отклоняется давление за соплами, а давление полного торможения перед решеткой не меняется, то расход через сопла при измененном противодавлении можно определить из уравнения (2.29), записанного в виде

$$\left(\frac{G}{G_{\text{кр}}}\right)^2 + \frac{\left(\frac{p_1}{p_0} - \epsilon_{\text{кр}}\right)^2}{(1 - \epsilon_{\text{кр}})^2} = 1.$$

Критический расход через сопла в этом случае не изменяется.

Если отклоняется давление перед сопловой решеткой, то расход при этом можно определить, используя уравнения (2.29) и (2.27), записанные для действительного расхода с учетом коэффициента расхода μ_1 , в виде

$$G_{\text{кр}} = \mu_1 \kappa F_1 \sqrt{\bar{p}_0 / \bar{v}_0}.$$

Для удобства расчета целесообразно указанные соотношения привести к одному уравнению. Введем следующие обозначения: $\bar{p}_{0\text{макс}}$ — максимальное (фиксированное) давление полного торможения

перед соплами; $\bar{p}_0$ — давление торможения (текущее) перед соплами в любом возможном режиме, которое может принимать значения от 0 до $\bar{p}_{0\text{макс}}$; p_1 — статическое давление за соплами, которое может принимать значения от 0 до $\bar{p}_0$; $G_{\text{кр}}$ — критический расход через сопловую решетку при давлении перед соплами $\bar{p}_0$; $G_{\text{кр}}^{\text{макс}}$ — максимальный критический (фиксированный) расход через сопловую решетку при давлении перед соплами $\bar{p}_{0\text{макс}}$; G — расход через сопловую решетку (текущий).

Используя (2.27), находим отношение критических расходов $G_{\text{кр}} / G_{\text{кр}}^{\text{макс}}$ при неизменном коэффициенте расхода μ_1 :

$$\frac{G_{\text{кр}}}{G_{\text{кр}}^{\text{макс}}} = \sqrt{\frac{\bar{p}_0}{\bar{p}_{0\text{макс}}} \frac{\bar{v}_{0\text{макс}}}{\bar{v}_0}}.$$

Если перед соплами $h_0 \neq \text{const}$, то

$$\frac{G_{\text{кр}}}{G_{\text{кр}}^{\text{макс}}} = \frac{\bar{p}_0}{\bar{p}_{0\text{макс}}} \sqrt{\frac{\bar{T}_{0\text{макс}}}{\bar{T}_0}}, \quad (2.97)$$

т.е. критический расход через сопловую решетку прямо пропорционален давлению полного торможения перед ней и обратно пропорционален квадратному корню из температуры полного торможения перед решеткой.

Если перед соплами пар дросселируется, то $\bar{h}_0 = \text{const}$, $\bar{p}_0 \bar{v}_0 = \bar{p}_{0\text{макс}} \bar{v}_{0\text{макс}}$ и $\bar{T}_0 = \bar{T}_{0\text{макс}}$. Следовательно,

$$G_{\text{кр}} / G_{\text{кр}}^{\text{макс}} = \bar{p}_0 / \bar{p}_{0\text{макс}}, \quad (2.97a)$$

т.е. в этом случае критический расход через сопла прямо пропорционален давлению перед соплами.

С помощью простых преобразований приведем уравнение (2.29) к виду

$$\left(\frac{G}{G_{\text{кр}}^{\text{макс}}} \frac{G_{\text{кр}}^{\text{макс}}}{G_{\text{кр}}}\right)^2 + \frac{\left(\frac{p_1}{\bar{p}_{0\text{макс}}} - \frac{\bar{p}_0}{\bar{p}_{0\text{макс}}} \epsilon_{\text{кр}}\right)^2}{(\bar{p}_0 / \bar{p}_{0\text{макс}})^2 (1 - \epsilon_{\text{кр}})^2} = 1.$$

Введем обозначения трех безразмерных величин, характеризующих режим работы суживающихся сопл: $\epsilon_1 = p_1 / \bar{p}_{0\text{макс}}$ — относительное давление за

соплами; $\epsilon_0 = \bar{p}_0 / \bar{p}_{0\text{макс}}$ — относительное давление перед соплами; $q = G / G_{\text{кр}}^{\text{макс}}$ — относительный расход через сопла.

Используя эти обозначения и соотношение (2.97), получаем

$$\left(\frac{q}{\epsilon_0}\right)^2 \frac{\bar{T}_0}{\bar{T}_{0\text{макс}}} + \frac{(\epsilon_1 - \epsilon_0 \epsilon_{\text{кр}})^2}{\epsilon_0^2 (1 - \epsilon_{\text{кр}})^2} = 1,$$

или при $\bar{T}_0 = \bar{T}_{0\text{макс}}$

$$\left(\frac{q}{\epsilon_0}\right)^2 + \frac{(\epsilon_1 - \epsilon_0 \epsilon_{\text{кр}})^2}{\epsilon_0^2 (1 - \epsilon_{\text{кр}})^2} = 1. \quad (2.98)$$

Полученное соотношение является основным уравнением для расчета переменных режимов работы суживающихся сопел. Это уравнение описывает семейство эллипсов в координатах ϵ_1, q с параметром на каждой кривой ϵ_0 ; координаты центров эллипсов $q_{1\text{ц}} = 0$; $\epsilon_{1\text{ц}} = \epsilon_0 \epsilon_{\text{кр}}$; размер полуосей вдоль оси ординат равен ϵ_0 , вдоль оси абсцисс — $\epsilon_0(1 - \epsilon_{\text{кр}})$. Реальному течению в соплах соответствуют только правые ветви эллипсов, т.е. уравнением (2.98) можно пользоваться при $\epsilon_1 > \epsilon_0 \epsilon_{\text{кр}}$; при $\epsilon_1 < \epsilon_0 \epsilon_{\text{кр}}$ расход через сопла критический, т.е. $(q/\epsilon_0)^2 = 1$. Семейство эллипсов, описываемых уравнением (2.98), и прямых линий ($q = \epsilon_0$) в координатах q, ϵ_1 называется *сеткой расходов* А.В. Щегляева (рис. 2.40).

Сетка расходов является графической зависимостью между тремя безразмерными величинами: относительным расходом q , относительным давлением за соплами ϵ_1 и относительным давлением перед соплами ϵ_0 . Она позволяет рассчитывать переменные режимы суживающихся сопловых и рабочих решеток. В последнем случае давлению $\bar{p}_0$ соответствует давление полного торможения в относительном движении перед рабочей решеткой $\bar{p}_{1w}$, а давлению p_1 — давлению за рабочей решеткой p_2 .

Сетка, представленная на рис. 2.40, построена для перегретого водяного пара ($k = 1,3$) при критическом отношении давлений $\epsilon_{\text{кр}} = 0,546$, соответствующем изэнтропийному течению в решетках. Критическое отношение давлений для реального течения с учетом сил вязкости, как известно, меньше теоретического, однако пользование сеткой расходов (рис. 2.40) при расчете реальных потоков не вносит заметных погрешностей.

Следует отметить, что режимы работы с одинаковыми значениями чисел M на выходе из суживающихся решеток при различных значениях ϵ_0 на сетке расходов соответствуют точкам, расположенным вдоль прямых, проходящих через начало координат. Действительно, для режимов работы с $M = \text{const}$ при любом значении ϵ_0 необ-

ходимо, чтобы $p_1/p_0 = \text{const}$ или $\frac{p_1}{\bar{p}_{0\text{макс}}} \frac{\bar{p}_{0\text{макс}}}{\bar{p}_0} = \text{const}$,

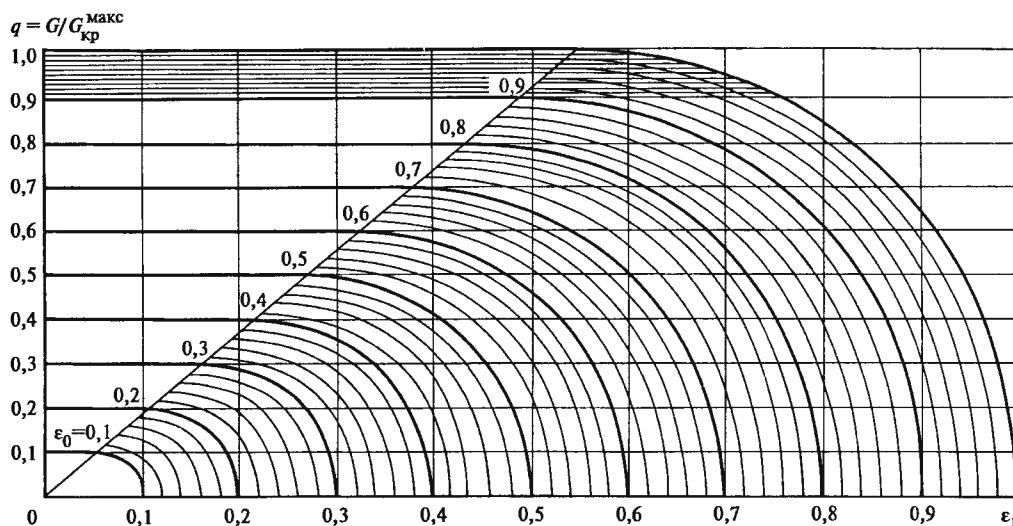


Рис. 2.40. Сетка А.В. Щегляева для относительных расходов пара через суживающиеся каналы решеток ($\epsilon_{\text{кр}} = 0,546$)

т.е. $\varepsilon_1 = \varepsilon_0 = \text{const}$, но $q = \varepsilon_0 \frac{G}{G_{\text{кр}}}$. Для $M = \text{const}$ отношение

$G/G_{\text{кр}} = \text{const}$, поэтому $q = \varepsilon_1 = \text{const}$. Последнее уравнение является уравнением прямой, проходящей через начало координат. Например, режимы с давлением на выходе из сопла, равным критическому ($M = 1,0$), располагаются вдоль прямой, отделяющей на сетке область дозвуковых режимов (сетка эллипсов) от области критических расходов (сетка прямых).

С помощью сетки расходов по любым двум известным величинам из трех (q , ε_1 и ε_0) легко найти третью.

Переменный режим работы решеток с расширяющимися каналами. Как указывалось в § 2.2, сопла с расширяющимися каналами (сопла Лавала) позволяют получать сверхзвуковые скорости потока в выходных сечениях. Для этих сопел характерным является так называемый расчетный режим работы, при котором давление вдоль потока непрерывно уменьшается, а скорость потока непрерывно увеличивается (см. рис. 2.6), достигая на выходе расчетного значения, определяемого отношением площади минимального сечения $F_{\text{мин}}$ к площади выходного сечения канала F_1 . Этому отношению площадей $F_{\text{мин}}/F_1$ соответствует расчетное отношение давления за соплом к давлению полного торможения перед соплом $p_{1p}/\bar{p}_0$ (рис. 2.41, а). В расчетном режиме течения скорость в минимальном сечении критическая (если пренебречь трением на стенках канала) $c_{\text{кр}}$, в выходном сечении скорость является функцией отношения площадей $c_{1t}/c_{\text{кр}} = f(F_{\text{мин}}/F_1)$ (в предположении изэнтропийного течения).

Рассмотрим, как изменяется распределение давлений вдоль сопла при отклонении отношения давлений $p_1/\bar{p}_0$ от расчетного $p_{1p}/\bar{p}_0$. Предположим, что $\bar{p}_0 = \text{const}$, а изменение значения $p_1/\bar{p}_0$ производится за счет отклонения p_1 .

Для случая, когда $p_1 < p_{1p}$, изменения давлений не проникают внутрь сопла, так как возмущения в сверхзвуковом потоке распространяются вдоль волн разрежения, исходящих из точек A и B устья сопла (рис. 2.41, б). За пределами соплового канала в волнах разрежения поток отклоняется вверх и вниз от оси сопла. Таким образом, распределение давлений вдоль сопла в этом случае не изменяется, расход через сопло также остается неизменным, так как в любом сечении параметры пара и скорость потока остаются постоянными. Эту группу режимов ($0 < p_1 < p_{1p}$), в которых давление за соплом изменяется от значения p_{1p} в устье сопла до p_1 в волнах разрежения, назовем группой режимов I (рис. 2.41, а).

Если давление за соплом будет больше расчетного, т.е. $p_1 > p_{1p}$, то в группе режимов II ($p_{1p} < p_1 < p'_1$) в выходном сечении давление останется равным расчетному, а от точек A и B в устье сопла в поток будут распространяться косые скачки уплотнения (рис. 2.41, б), в которых давление будет повышаться от p_{1p} до p_1 . Внутри сопла распределение давлений, как и в группе режимов I , останется расчетным; расход также не изменится.

При повышении давления за соплом выше p'_1 скачок уплотнения возникнет внутри расширяющейся части сопла (рис. 2.41, б), до скачка уплотне-

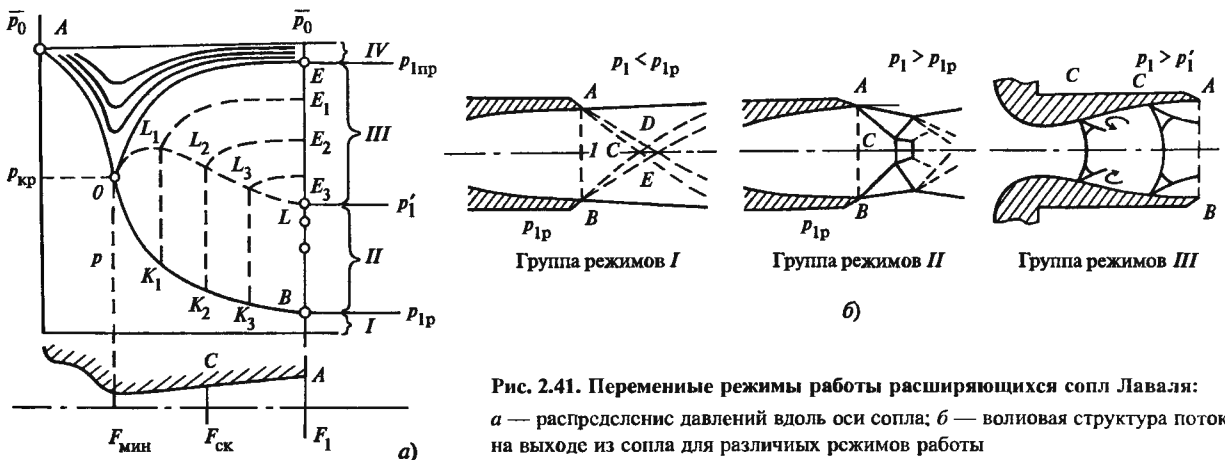


Рис. 2.41. Переменные режимы работы расширяющихся сопел Лавала:

а — распределение давлений вдоль оси сопла; б — волновая структура потока на выходе из сопла для различных режимов работы

нны вдоль оси сопла распределение давлений не изменится (OK_1 ; OK_2 и OK_3 на рис. 2.41, а); при переходе через скачок (например, в сечении С) давление в потоке резко увеличивается от p_{K_2} до p_{L_2} , скорости за скачком становятся дозвуковыми, а давление вдоль оси сопла за скачком вследствие уменьшения скорости нарастает (рис. 2.41, а), например по линии L_2E_2 . В группе режимов III ($p'_1 < p_1 < p_{1пр}$) по мере повышения давления p_1 скачки уплотнения перемещаются от выходного сечения к горлу сопла. При давлении $p_1 = p_{1пр}$ скачок, переместившись в горло, вырождается; в минимальном сечении скорость потока остается еще критической, в расширяющейся части сопла скорости дозвуковые, уменьшающиеся к выходному сечению.

При давлении $p_1 > p_{1пр}$ во всех сечениях сопла скорости дозвуковые, сопло работает как труба Вентури. В группе режимов IV ($p_{пр} < p_1 < \bar{p}_0$) изменение давления за соплом вызывает изменение распределения давлений вдоль всего сопла, так как возмущения из области за соплом передаются вверх по потоку со скоростью звука, превышающей скорость потока в любом сечении сопла. В этой группе режимов расход через сопло уменьшается при увеличении давления p_1 , в то время как в режимах I—III расход через сопло остается постоянным (критическим), так как в минимальном сечении параметры потока и скорость его остаются критическими.

Закон изменения расхода в группе режимов IV при изменении противодавления в пределах $1 > p_1/\bar{p}_0 > p_{1пр}/\bar{p}_0 = \epsilon_a$ с достаточной степенью приближения описывается уравнением эллипса, и поэтому для расширяющихся сопел можно построить сетку расходов (рис. 2.42), аналогичную сетке расходов суживающихся сопел. Для расширяющихся сопел используют те же безразмерные параметры $q = G/G_{кр}^M$, $\epsilon_1 = p_1/\bar{p}_{0макс}$, $\epsilon_0 = \bar{p}_0/\bar{p}_{0макс}$, ко-

торые связаны между собой уравнением эллипсов в режимах с докритическими расходами ($\epsilon_1 > \epsilon_0 \epsilon_a$):

$$\left(\frac{q}{\epsilon_0}\right)^2 + \frac{(\epsilon_1 - \epsilon_0 \epsilon_a)^2}{\epsilon_0^2(1 - \epsilon_a)^2} = 1. \quad (2.99)$$

Очевидно, что ϵ_a для расширяющихся решеток больше критического отношения давлений $\epsilon_{кр}$ и зависит от отношения площадей $F_{мин}/F_1$:

$$\epsilon_a = \epsilon_{кр} + (1 - \epsilon_{кр})\sqrt{1 - (F_{мин}/F_1)^2}. \quad (2.100)$$

Для режимов с критическими расходами через расширяющуюся решетку (I—III) $\epsilon_1 < \epsilon_0 \epsilon_a$ и по аналогии с суживающимися решетками уравнение (2.99) заменяется уравнением прямых

$$q = \epsilon_0.$$

Следует помнить, что сетка расходов расширяющихся сопел, показанная, например на рис. 2.42, может быть использована только для сопел с отношением площадей $F_{мин}/F_1 = 0,829$, для сопел с другими отношениями площадей должны быть построены соответствующие сетки расходов, так как каждому $F_{мин}/F_1$ соответствует свое отношение ϵ_a .

Следует заметить, что коэффициенты расхода μ_1 расширяющихся решеток при изменении режима работы практически остаются постоянными, так как их значения зависят от формирования пограничного слоя в минимальном сечении, т.е. от процессов в суживающих частях сопел, которые практически не изменяются от режима к режиму. Коэффициенты скорости ϕ определяются процессами, протекающими по всей длине сопловых каналов и в особенности в расширяющейся части. Большие потери энергии возникают, когда в расширяющейся части канала расположены скачки уплотнения, часто вызывающие отрыв потока от стенок канала, поэтому в этих режимах коэффициенты скорости существенно меньше, чем в расчетном режиме работы сопла, при котором потери энергии в сопле минимальные, а коэффициент скорости максимальный.

Расширение потока в косом срезе решеток. На рис. 2.43 представлены каналы суживающейся сопловой решетки. Так как поток пара на выходе из сопел турбинной ступени направлен под небольшим углом α_{12} к вектору окружной скорости рабочих лопаток, сопловой канал имеет так называемый косой срез — пространство канала, ограниченное поверхностями АВ, ВС и АС высотой l_1 . При дозвуко-

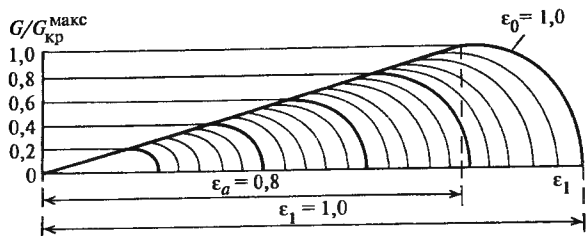


Рис. 2.42. Сетка расходов для решетки с расширяющимися соплами

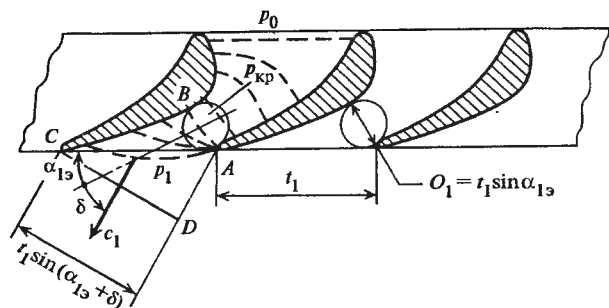


Рис. 2.43. Расширение потока в косом срезе суживающегося сопла при сверхзвуковых скоростях потока на выходе из него

вых скоростях потока на выходе из сопла ($p_1 > p_{кр}$) расширение его осуществляется в суживающейся части канала до сечения AB , в области косого среза расширения потока не происходит (если пренебречь небольшой неравномерностью поля скоростей как поперек, так и вдоль потока), давление в области косого среза равно давлению за соплом p_1 , а скорость соответственно равна c_1 . При фиксированном давлении перед соплом p_0 по мере снижения p_1 скорость потока c_1 в минимальном сечении канала AB будет увеличиваться. Когда давление за соплом уменьшится до критического, в сечении AB установятся критическое давление $p_{кр}$ и критическая скорость $c_{кр}$. При дальнейшем снижении давления p_1 за соплом в сечении AB скорость и давление будут оставаться критическими, так как выше сечения AB изменения давления за соплом не будут распространяться внутрь сопла. Действительно, скорость распространения волн давления равна скорости звука, а в сечении AB скорость потока равна скорости звука, поэтому возмущения, возникающие за соплом, не проникают выше сечения AB . При $p_1 < p_{кр}$ в точке A давление скачком уменьшается от $p_{кр}$ до p_1 , поэтому точка A становится в этом случае источником возмущения. В области косого среза изобары давления будут располагаться вдоль лучей — линий Маха, исходящих из точки A , так как известно, что в сверхзвуковом потоке возмущения (изменения давления) распространяются вдоль волн разрежения (рис. 2.43). Таким образом, в области косого среза в волнах разрежения поток ускоряется за счет расширения от давления $p_{кр}$ в минимальном сечении до давления p_1 за соплом. При $c = a$ волна разрежения перпендикулярна потоку и совпадает с изобарой критического давления в сечении AB , при $c > a$ волна разрежения составляет с направлением по-

тока угол $\theta = \arcsin(1/M)$. При наличии пучка изобар, исходящих из точки A , на частицу в косом срезе будет действовать не только перепад давлений в направлении скорости потока, но и перепад давлений в перпендикулярном направлении; первый увеличивает скорость частиц потока, а второй изменяет направление их движения, так как отклоняет поток в сторону увеличения угла α_1 . Следовательно, в косом срезе происходит повышение скорости потока до сверхзвуковой с одновременным отклонением потока на угол δ (рис. 2.43).

Угол отклонения потока δ при расширении в косом срезе можно вычислить, применяя уравнение неразрывности потока для сечений AB и CD (рис. 2.43):

$$G = \frac{\mu_1 F_{AB} c_{кр}}{v_{кр}} = \frac{\mu_1 F_{CD} c_{1t}}{v_{1t}}.$$

Используя очевидные отношения

$$F_{AB} = t_1 \sin \alpha_{13} l; \quad F_{CD} = t_1 \sin(\alpha_{13} + \delta) l,$$

получаем

$$\frac{\sin(\alpha_{13} + \delta)}{\sin \alpha_{13}} = \frac{c_{кр} v_{1t}}{c_{1t} v_{кр}}. \quad (2.101)$$

Здесь $c_{кр}$ и $v_{кр}$ — критическая скорость и удельный объем в сечении AB ; c_{1t} и v_{1t} — скорость и удельный объем на выходе из сопловой решетки при изотропном расширении потока. Формула (2.101) носит имя Бэра. С помощью этой формулы определяется угол отклонения потока δ при расчете сопловой решетки, если давление за решеткой $p_1 < p_{кр}$. При построении треугольников скоростей ступени вектор скорости c_1 направляется под углом $\alpha_{13} + \delta$ к вектору окружной скорости рабочих лопаток.

Расширение потока в косом срезе суживающейся решетки может осуществляться при уменьшении давления за ней до некоторого значения $p_{1пр}$, т.е. в этом случае говорят о предельной расширительной способности косого среза. Предельное расширение наступает в случае, когда последняя волна разрежения, выходящая из точки A , располагается вдоль линии AC , т.е. угол между направлением скорости и волной $\theta = \alpha_{13} + \delta_{пр}$. При уменьшении давления за сопловой решеткой ниже $p_{1пр}$ расширение потока происходит за пределами косого среза (например, за счет увеличения высоты канала за решеткой). В этих режимах течения распределение давлений по профилю решетки остается неизменным и, следовательно, постоянным остается усилие, действующее со

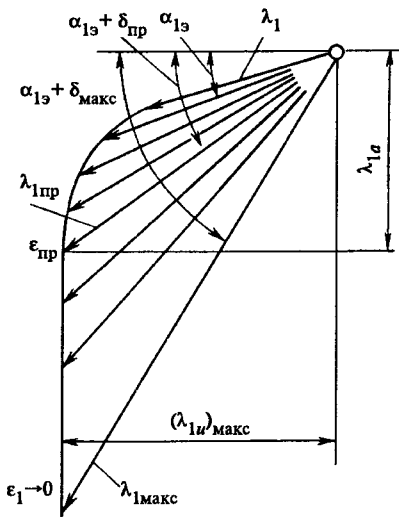


Рис. 2.44. Годограф скоростей при расширении потока в суживающемся канале решетки

стороны лопатки на поток [см. (2.38)]. Поэтому в режимах $0 < p_1 < p_{1пр}$ изменение давления за соплами не изменяет окружной составляющей скорости (сила, действующая на поток со стороны лопаток в окружном направлении, не меняется), т.е.

$$c_{1u} = c_1 \cos(\alpha_{13} + \delta) = \text{const.}$$

При этом осевая составляющая скорости $c_{1a} = c_1 \sin(\alpha_{13} + \delta)$ будет увеличиваться при уменьшении давления p_1 за счет расширения потока в осевом направлении за пределами косого среза. Изменения скоростей потока за соплом при изменении давления p_1 за ним от $p_1 = p_0$ до $p_1 = 0$ представлены на рис. 2.44 в виде годографа скоростей λ_1 . В режиме предельной расширительной способности косого среза ($p_1 = p_{1пр}$) осевая составляющая скорости равна скорости звука в потоке за соплом:

$$\begin{aligned} c_{1a} &= c_1 \sin(\alpha_{13} + \delta_{пр}) = c_1 \sin \theta = \\ &= c_1 \frac{1}{M_1} = a_1, \end{aligned} \quad (2.102)$$

т.е. $\lambda_{1a} = c_{1a} / c_{кр} = a_1 / c_{кр}$. Отсюда уравнение для предельной степени расширения потока в косом срезе будет иметь вид

$$\epsilon_{пр} = \frac{p_{1пр}}{p_0} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} (\sin \alpha_{13})^{\frac{2}{k+1}}. \quad (2.103)$$

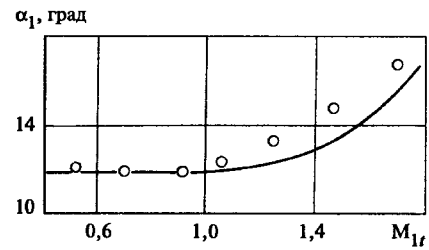


Рис. 2.45. Угол выхода потока из суживающейся решетки в зависимости от M_{1t} :

— расчет по формуле (2.101); ○ — опытные данные

Таким образом, предельная степень расширения зависит от угла α_{13} и свойств пара (или газа).

Режимы работы сопла, когда степень расширения ϵ_1 изменяется от $\epsilon_{пр}$ до 0, соответствуют расширению потока за пределами косого среза, а относительная скорость за соплом изменяется от $\lambda_{пр}$ до

$$\lambda_{1\text{макс}} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}} \quad (\text{рис. 2.44}).$$

При $\lambda_{1\text{макс}}$ достигается предельный угол отклонения потока в косом срезе суживающегося сопла. Формулы (2.101)—(2.103) не учитывают некоторые факторы движения реального потока: истинную волновую структуру потока в косом срезе, изменения потерь энергии в решетке при различных ϵ_1 и показателя изоэнтропии при истечении влажного пара и др.

Приведенные на рис. 2.45 зависимости показывают увеличение реального угла отклонения потока δ по сравнению с расчетным.

Расхождения опытных и расчетных данных для указанной решетки объясняются, главным образом, повышенными значениями потерь энергии при больших скоростях потока.

Для расширяющихся решеток расширение потока в косом срезе возникает при режимах $\epsilon_1 < \epsilon_{1р}$. По аналогии с суживающимися решетками, используя уравнение неразрывности, легко получить формулу для определения угла отклонения в косом срезе расширяющихся решеток:

$$\frac{\sin(\alpha_{13} + \delta)}{\sin \alpha_{13}} = \frac{v_{1t}}{(v_{1t})_{расч}} \frac{(c_{1t})_{расч}}{c_{1t}}. \quad (2.104)$$

Значение угла отклонения используется в расчетах треугольников скоростей турбинной ступени.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ТУРБИННЫХ СТУПЕНЕЙ. ВНУТРЕННИЙ ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ КПД

3.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ СОПЛОВЫХ И РАБОЧИХ ЛОПАТОК ДЛЯ ОДНОВЕНЕЧНЫХ И ДВУХВЕНЕЧНЫХ СТУПЕНЕЙ

Особенности расчета размеров решеток для одновенечных ступеней. На рис. 3.1 приведены схематические чертежи проточной части одновенечной турбинной ступени. При расчете ступени турбины решают две взаимосвязанные задачи: 1) об определении основных размеров сопловых и рабочих лопаток: высот l_1 и l_2 , углов выхода α_1 и β_2 ; о выборе типа применяемого профиля лопаток и его угла установки, размера хорды, относительного и абсолютного шагов лопаток, их числа z_1 , z_2 , значений зазоров и перекрыш в ступени, типа бандажа рабочих лопаток и других характеристик; 2) об определении относительных КПД ступени $\eta_{ол}$ и η_{oi} , ее мощности и усилий, действующих на рабочие лопатки. Решение этих задач должно быть подчинено требованиям высокой надежности и экономичности ступени с учетом затрат при ее изготовлении.

Размеры сопловых и рабочих лопаток турбинных ступеней определяют одновременно с расчетом и построением треугольников скоростей. Ступень рас-

считывают по следующим исходным данным: 1) расходу пара (газа) через ступень G ; 2) параметрам пара перед ступенью c_0 , p_0 и t_0 ; 3) давлению за ступенью p_2 . Кроме этих данных из предварительно-го распределения теплоперепадов по ступеням многоступенчатой турбины (см. § 5.5) известны приближенные значения отношения скоростей u/c_ϕ , средний диаметр ступени d и степень реактивности ρ .

При вычислении размеров сопловой решетки *при дозвуковых скоростях* на выходе из этой решетки основными расчетными размерами являются площадь горловых сечений F_1 , высота лопаток l_1 и степень парциальности e . Как указывалось в § 2.7, площадь горловых сечений, или выходная площадь сопловой решетки, $F_1 = O_1 l_1 z_1$ (рис. 3.2) может быть определена из уравнения неразрывности с использованием коэффициента расхода сопловой решетки μ_1 :

$$F_1 = \frac{G v_{1t}}{\mu_1 c_{1t}}. \quad (3.1)$$

Здесь $c_{1t} = \sqrt{2H_{0c} + c_0^2}$ — теоретическая скорость на выходе из сопловой решетки; v_{1t} — удельный

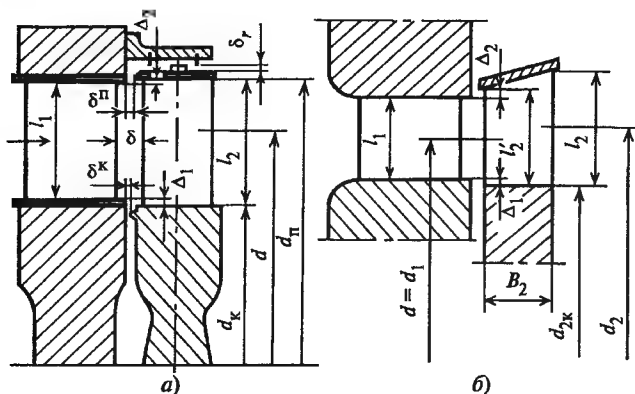
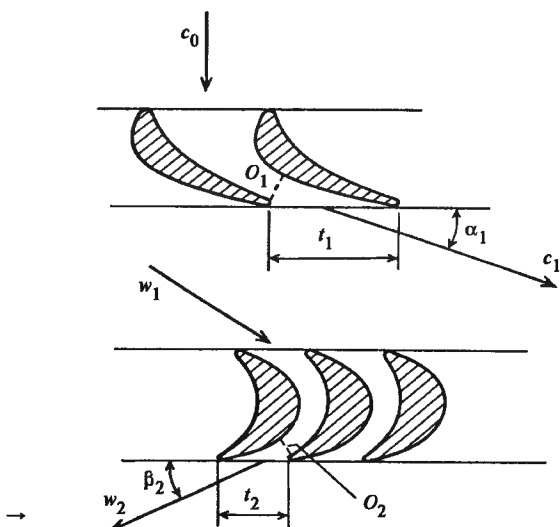


Рис. 3.1. Проточная часть одновенечной ступени с цилиндрическим (а) и коническим (б) бандажами рабочих лопаток

Рис 3.2. Формы каналов сопловой и рабочей решеток



объем при изэнтропийном расширении в сопловой решетке (рис. 3.3); μ_1 — коэффициент расхода сопловой решетки.

Коэффициенты расхода решеток, как и коэффициенты потерь ζ , зависят от геометрических характеристик решеток и режимных параметров течения (рис. 3.4). Для влажного пара коэффициенты расхода $\mu_{вл}$ выше, чем для перегретого пара $\mu_{пл}$ (рис. 3.5), что связано с неравновесным расширением пара в турбинной решетке, в результате которого его удельный объем в выходном сечении решетки уменьшается по сравнению с удельным объемом, рассчитанным из условия термодинамически равновесного расширения. Приведенные значения коэффициентов расхода для перегретого и влажного пара являются усредненными. Для решеток профилей, применяемых на заводах, обычно известны экспериментальные характеристики и, в частности, коэффициенты расхода, поэтому в этих случаях в расчетах принимают более точные экспериментальные значения.

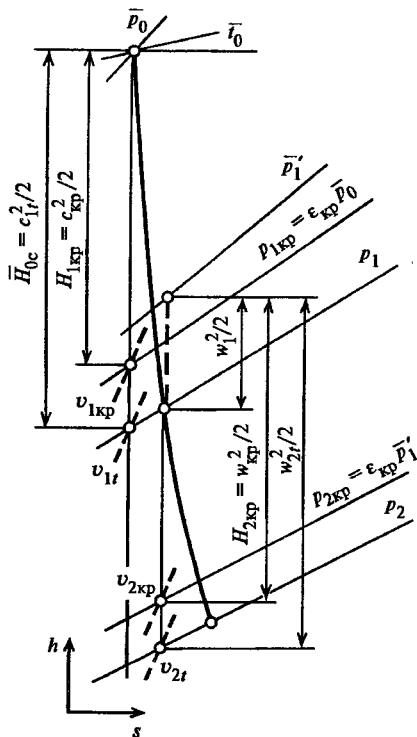


Рис. 3.3. К определению параметров потока в сопловой и рабочей решетках

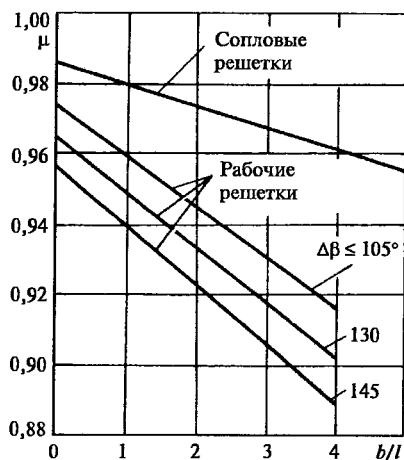


Рис. 3.4. Коэффициенты расхода сопловых и рабочих решеток в зависимости от относительной высоты лопатки b/l и угла поворота $\Delta\beta = 180 - (\beta_1 + \beta_2)$ для перегретого пара

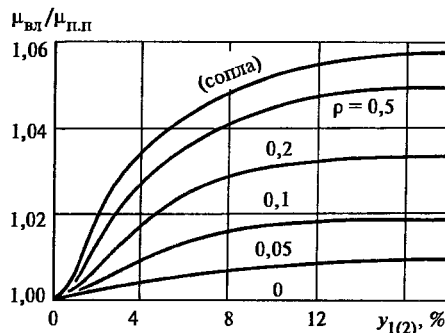


Рис. 3.5. Влияние влажности пара $y_1 = 1 - x_1$ на выходе из решетки на коэффициент расхода

По значениям F_1 можно определить высоту сопловых лопаток l_1 . Действительно, используя (2.91), можно получить

$$F_1 = l_1 O_1 z_1 = l_1 t_1 \sin \alpha_{13} \cdot \frac{\pi d e}{t_1} \approx \pi d e l_1 \sin \alpha_{13}$$

и, следовательно,

$$e l_1 = \frac{F_1}{\pi d \sin \alpha_{13}}. \quad (3.2)$$

В этой формуле средний диаметр d обычно известен из задания на расчет, угол выхода потока из сопловой решетки $\alpha_1 = 11 \dots 20^\circ$ принимают, исходя из объемного пропуска пара (газа) и соответственно длины сопловых лопаток. При малых $G v_{1t}$ выбирают небольшие углы, чтобы получить более длинные лопатки, концевые потери у которых меньше, чем у коротких. Следует иметь в виду, что при ма-

лых углах α_1 профильные потери энергии в соплах увеличиваются, однако уменьшение концевых потерь энергии в коротких лопатках превалирует над эффектом увеличения профильных потерь. Кроме того, для ступеней, в которых энергия выходной скорости не используется, малые углы выхода уменьшают потери энергии с выходной скоростью, пропорциональные $\sin^2 \alpha_1$. Обычно при умеренных высотах лопаток $\alpha_1 = 12 \dots 16^\circ$, а в ступенях с длинными лопатками $\alpha_1 = 16 \dots 20^\circ$.

В случаях, когда произведение $el_1 < 12$ мм и угол α_1 выбран малым, необходимо вводить парциальный впуск пара. При этом высоту лопаток следует принимать равной 12—14 мм и определять степень парциальности e , если проводится ориентировочный расчет. При высотах лопаток $l_1 < 12$ мм интенсивность увеличения концевых потерь энергии выше, чем интенсивность снижения потерь парциального подвода. При строгом расчете необходимо определять так называемую *оптимальную степень парциальности*, соответствующую минимуму суммы концевых потерь и потерь парциального подвода (см. § 3.2). Необходимо отметить, что для регулирующей ступени при сопловом парораспределении независимо от значения el_1 приходится вводить парциальный впуск пара, так как в этой ступени конструктивно невозможно обеспечить подвод пара по всей окружности. Максимальное значение степени парциальности в этом случае не превышает $e = 0,8 \dots 0,9$.

Прежде чем определять основные размеры рабочей решетки, необходимо построить треугольник скоростей на входе в рабочие лопатки, найти относительную скорость w_1 и угол β_1 . Для построения треугольника скоростей определяют скорость $c_1 = \varphi c_{1t}$, и принимают при дозвуковых скоростях $\alpha_1 \approx \alpha_{1*}$. Значение φ при ориентировочных расчетах находят по рис. 2.36, при более точных расчетах — по формуле $\varphi = \sqrt{1 - \zeta}$, причем коэффициент полных потерь ζ берут из экспериментальных данных, например из атласа профилей. Размер хорды профиля сопловой решетки рассчитывают по условиям прочности и жесткости диафрагмы, он обычно составляет 30—100 мм. Иногда хорду профиля выбирают небольшой из условия малых концевых потерь, а необходимую жесткость и прочность диафрагмы обеспечивают за счет ребер жесткости, устанавливаемых перед сопловыми лопатками.

Размеры рабочих лопаток так же, как и сопловых, определяют с использованием уравнения расхода (неразрывности), записанного для горловых сечений каналов рабочей решетки (см. § 2.7). Пло-

щадь горловых сечений, или выходную площадь рабочей решетки, $F_2 = l_2 O_2 z_2$ (см. рис. 3.2) определяют по формуле

$$F_2 = \frac{G v_{2t}}{\mu_2 w_{2t}}, \quad (3.3)$$

где $w_{2t} = \sqrt{2H_{0p} + w_1^2}$ — теоретическая скорость на выходе из рабочих лопаток; v_{2t} — удельный объем при изэнтропийном расширении в рабочей решетке (см. рис. 3.3); μ_2 — коэффициент расхода рабочей решетки (см. рис. 3.4); увеличение коэффициента расхода для влажного пара можно оценить по рис. 3.5.

Так же, как и для сопловой решетки, по площади выходного сечения F_2 можно определить произведение el_2 :

$$el_2 = \frac{F_2}{\pi d_2 \sin \beta_{23}}. \quad (3.4)$$

В этой формуле степень парциальности e равна степени парциальности сопловой решетки; средний диаметр рабочих лопаток d_2 равен среднему диаметру сопловой решетки при цилиндрическом бандаже рабочих лопаток (см. рис. 3.1, а); $d_2 = d$; для относительно длинных рабочих лопаток применяют конический бандаж (см. рис. 3.1, б), поэтому в этом случае $d_2 > d$; угол выхода β_{23} или принимают по условиям унификации с предыдущими ступенями, или чаще всего определяют по (3.4) с использованием высоты рабочей лопатки, оцененной по соотношению

$$l_2 = l_1 + (\Delta_1 + \Delta_2)$$

для цилиндрического бандаж или по соотношению

$$l_2 = l_1 + (\Delta_1 + \Delta_2) + B_2 \operatorname{tg} \gamma$$

для конического бандаж рабочих лопаток. Величины Δ_1 и Δ_2 называют *корневой и периферийной перекрышами ступени*. Выбор значений перекрыш необходимо производить с учетом высоты лопаток, открытого зазора δ'' (см. рис. 3.1, а), угла выхода потока α_1 , среднего диаметра ступени. Ориентировочные значения оптимальных перекрыш следующие: при высотах $l_1 < 50$ мм $\Delta_1 = 1,0$ мм и $\Delta_2 = 1,5 \dots 2,0$ мм; при высотах $50 < l_1 < 150$ мм $\Delta_1 = 1,5$ мм и $\Delta_2 = 2,5 \dots 4,5$ мм; в ступенях с длинными лопатками сумма значений перекрыш достигает 10—15 мм. Угол наклона конического бандаж γ для коротких лопаток не должен превосходить 12° во избежание отрыва потока от бандаж; для длинных лопаток с коническим меридиональным обводом

сопловой решетки угол γ достигает 25—35° и более. Наклонный (конический) бандаж для коротких лопаток иногда применяют для уменьшения потерь энергии с выходной скоростью. Как правило, применяют цилиндрический бандаж, так как его изготовление технологически проще.

Размер хорды рабочих лопаток $b_2 = 20 \dots 80$ мм выбирают из условия прочности их по напряжениям изгиба, которые не должны превышать значений 15—20 МПа для парциальных ступеней и значений 35—40 МПа для активных ступеней с полным подводом пара.

По углу β_{23} , вычисленному по формуле (3.4), подбирают необходимый профиль рабочей решетки из атласа профилей [4] и строят выходной треугольник скоростей.

Коэффициент скорости ψ при ориентировочных расчетах находят по рис. 2.36; при более точных расчетах — по формуле $\psi = \sqrt{1 - \zeta}$, причем коэффициент полных потерь в рабочей решетке ζ определяют по экспериментальным данным, например из атласа профилей [4].

Особенности расчета размеров решеток для двухвенечных ступеней. Схема проточной части двухвенечной ступени приведена на рис. 2.17. Для двухвенечной ступени размеры сопловой и рабочей решеток первого ряда рассчитывают аналогично размерам решеток одновенечной ступени, а размеры направляющей и рабочей решеток второго ряда — аналогично рабочей решетке одновенечной ступени.

Для направляющей решетки порядок определения размеров следующий. По известной из расчета рабочей решетки первого ряда высоте l_2 находят высоту направляющей решетки l'_1 :

$$l'_1 = l_2 + (\Delta_1 + \Delta_2).$$

Далее вычисляют угол выхода потока из направляющей решетки:

$$\sin \alpha'_1 = \frac{Gv'_{1t}}{\mu_n \pi d c'_{1t} l'_1 e}. \quad (3.5)$$

В этой формуле скорость на выходе из направляющей решетки $c'_{1t} = \sqrt{2H_{0н} + c_2^2}$; удельный объем на выходе из направляющей решетки v'_{1t} определяют с помощью h, s -диаграммы (см. рис. 2.19); коэффициент расхода направляющей решетки μ_n близок к значениям коэффициентов расхода рабочих решеток активного типа и находится по рис. 3.4.

По углу выхода потока α'_1 из атласа профилей выбирают профиль направляющей лопатки из се-

рии активных профилей и строят входной треугольник скоростей для рабочих лопаток второго ряда (см. рис. 2.18).

Коэффициент скорости ψ_n и хорду b_n находят так же, как для рабочей решетки одновенечной ступени.

Далее определяют размеры рабочих лопаток второго ряда. По известной из расчета направляющей решетки высоте l'_1 находят высоту рабочих лопаток второго ряда:

$$l'_2 = l'_1 + (\Delta_1 + \Delta_2);$$

при этом значения перекрыш Δ_1 и Δ_2 для рабочей решетки второго ряда, как и для направляющей, выбирают по рекомендациям, приведенным выше для одновенечных ступеней.

Угол выхода потока из рабочей решетки второго ряда вычисляют по формуле

$$\sin \beta'_2 = \frac{Gv'_{2t}}{\mu'_2 \pi d w'_{2t} e l'_2}. \quad (3.6)$$

Здесь $w'_{2t} = \sqrt{2H'_{0p} + (w'_1)^2}$ — теоретическая скорость на выходе из рабочих лопаток; v'_{2t} — удельный объем на выходе из рабочих лопаток второго ряда (см. рис. 2.19); μ'_2 — коэффициент расхода рабочей решетки второго ряда (см. рис. 3.4).

По углу выхода потока β'_2 из атласа профилей выбирают профиль рабочей решетки и строят треугольник скоростей на выходе из рабочей решетки второго ряда (см. рис. 2.18).

Коэффициент скорости ψ' и размер хорды b'_2 находят так же, как для рабочей решетки одновенечной ступени.

Особенности расчета размеров решеток при сверхзвуковых скоростях. Как для двухвенечной, так и для одновенечной ступени возможны случаи, когда поток на выходе из сопловых, а иногда и из рабочих решеток сверхзвуковой; встречаются также случаи, когда и на входе рабочих решеток поток сверхзвуковой.

При больших сверхзвуковых скоростях на выходе из сопловых решеток при $c_{1t}/a_1 = M_{1t} > 1,35$ ($p_1/p_0 = \epsilon_1 < 0,35$), как правило, применяют решетки с расширяющимися каналами (сопла Лаваля). В соплах с расширяющимися каналами (рис. 3.6) расчетными являются площадь минимального сечения $F_{мин}$ и выходная площадь сопловой решетки F_1 . В минимальном сечении, как известно,

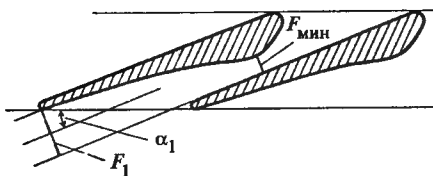


Рис. 3.6. К расчету размеров расширяющегося сопла

устанавливаются критические параметры, которые можно определить с помощью h , s -диаграммы, предварительно вычислив критическое давление $p_{1кр} = \epsilon_{кр} \bar{p}_0$ (см. рис. 3.3). Суммарная площадь минимальных сечений сопловой решетки определяется (см. § 2.2) по формуле

$$F_{мин} = \frac{Gv_{1кр}}{\mu_1 c_{1кр}}, \quad (3.7)$$

где $c_{1кр} = \sqrt{2H_{1кр}}$.

Площадь минимальных сечений сопловой решетки с расширяющимися каналами может быть вычислена также через параметры полного торможения $\bar{p}_0$ и $\bar{v}_0$:

$$F_{мин} = \frac{G}{0,667 \mu_1 \sqrt{\bar{p}_0 / \bar{v}_0}}. \quad (3.8)$$

Здесь коэффициент 0,667 соответствует рабочему телу (пару или газу) с $k = 1,3$.

Выходную площадь F_1 сопловой решетки определяют так же, как и для суживающейся решетки при дозвуковых скоростях, т.е.

$$F_1 = \frac{Gv_{1t}}{\mu_1 c_{1t}}. \quad (3.9)$$

Высоту лопаток вычисляют по формуле

$$el_1 = \frac{F_1}{\pi d \sin \alpha_{13}}. \quad (3.10)$$

По отношению площадей $F_1/F_{мин}$ и углу выхода потока α_{13} по атласу профилей выбирают соответствующий профиль лопатки. Если в атласе подходящего профиля подобрать не удастся, необходимо по аналогии с существующими высокоэффективными расширяющимися решетками создать новый профиль для проектируемой ступени.

В стационарной энергетике, как правило, сопла с расширяющимися каналами не применяют по следующим причинам. Отношения давлений $\epsilon_1 < 0,3 \dots 0,35$ для сопловых решеток встречаются редко, в основном в турбинах малой мощности или

во вспомогательных. Кроме того, как показано в § 2.8, сверхзвуковые скорости можно получать в суживающихся решетках при отклонении потока в косом срезе. Следует отметить, что суживающиеся сопла при небольших сверхзвуковых скоростях на выходе из косого среза при соответствующем профилировании спинки лопатки имеют небольшие потери энергии при переменных режимах работы. В соплах с расширяющимися каналами при отклонении от расчетного режима работы коэффициент потерь энергии резко увеличивается (рис. 3.7). Поэтому при сравнительно небольших сверхзвуковых скоростях применяют специально спрофилированные суживающиеся решетки с отклонением потока в косом срезе сопловых каналов.

При определении размеров суживающейся решетки с отклонением потока в косом срезе площадь выходного сечения F_1 (сечение AB на рис. 2.43) определяется так же, как и площадь минимальных сечений расширяющейся решетки, т.е.

$$F_1 = \frac{Gv_{1кр}}{\mu_1 c_{1кр}}. \quad (3.11)$$

Соответственно высота лопаток сопловой решетки в этом случае находится по формуле

$$el_1 = \frac{F_1}{\pi d \sin \alpha_{13}}. \quad (3.12)$$

При построении входного треугольника скоростей в этом случае вектор скорости c_1 располагается под углом к фронту решетки $\alpha_{13} + \delta$ (рис. 3.8). Угол

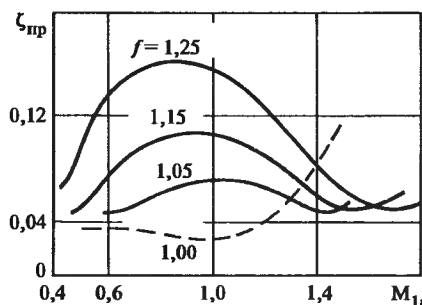


Рис. 3.7. Профильные потери энергии и сопловых решетках с различной степенью расширения $f = F_1/F_{мин}$ в зависимости от числа M_{1t} на выходе из решетки

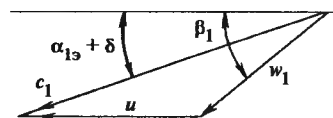


Рис. 3.8. Треугольник скоростей на входе в рабочие лопатки при отклонении потока в косом срезе сопловой решетки

отклонения потока в косом срезе δ находят по формуле (2.101) или по экспериментальным данным.

Как указывалось выше, при определении размеров решеток ступени подбирают соответствующие аэродинамически отработанные профили из числа применяемых в турбиностроении. На заводах турбиностроения используют отраслевые нормали профилей, разработанных в ЦКТИ, МЭИ, ЛМЗ и других организациях.

Для профилей МЭИ принята следующая классификация. Как сопловые, так и рабочие (активные) решетки различают по диапазону чисел M , на который

они спрофилированы: буквой А обозначают профили для дозвуковых скоростей ($M < M_*$); Б — профили для околосзвуковых скоростей ($M_* < M < 1,2$); Р — профили для сверхзвуковых скоростей ($M > 1,2$). В табл. 3.1 приведены часто применяемые профили МЭИ и их геометрические характеристики; форма этих профилей представлена на рис. 3.9. Обозначения типов профилей в этой таблице составлены следующим образом: первая буква С — профиль для сопловых лопаток; Р — профиль для рабочих (активных) лопаток; первые две цифры — значение

Таблица 3.1. Геометрические характеристики профилей МЭИ

Тип профиля	α_{12}, β_{22} , град	$\alpha_{0\text{расч}}, \beta_{1\text{расч}}$, град	$\bar{t}_{\text{опт}}$	$\frac{(M_{1t})_{\text{опт}}}{(M_{2t})_{\text{опт}}}$	b_1 , см	f_1 , см ²	$I_{\text{мин}}$, см ⁴	$W_{\text{мин}}$, см ³
С-90-09А	8—11	70—120	0,72—0,85	До 0,90	6,06	3,45	0,416	0,471
С-90-12А	10—14	70—120	0,72—0,87	До 0,85	5,25	4,09	0,591	0,575
С-90-15А	13—17	70—120	0,70—0,85	До 0,85	5,15	3,3	0,36	0,45
С-90-18А	16—20	70—120	0,70—0,80	До 0,85	4,71	2,72	0,243	0,333
С-90-22А	20—24	70—120	0,70—0,80	До 0,90	4,5	2,35	0,167	0,265
С-90-27А	24—30	70—120	0,65—0,75	До 0,90	4,5	2,03	0,116	0,195
С-90-33А	30—36	70—120	0,62—0,75	До 0,90	4,5	1,84	0,090	0,163
С-90-38А	35—42	70—120	0,60—0,73	До 0,90	4,5	1,75	0,081	0,141
С-55-15А	12—18	45—75	0,72—0,87	До 0,90	4,5	4,41	1,195	0,912
С-55-20А	17—23	45—75	0,70—0,85	До 0,90	4,15	2,15	0,273	0,275
С-45-25А	21—28	35—65	0,60—0,75	До 0,90	4,58	3,30	0,703	0,536
С-60-30А	27—34	45—85	0,52—0,70	До 0,90	3,46	1,49	0,118	0,154
С-65-20А	17—23	45—85	0,60—0,70	До 0,90	4,5	2,26	0,338	0,348
С-70-25А	22—28	55—90	0,50—0,67	До 0,90	4,5	1,89	0,242	0,235
С-90-12Б	10—14	70—120	0,72—0,87	0,85—1,15	5,66	3,31	0,388	0,420
С-90-15Б	13—17	70—120	0,70—0,85	0,85—1,15	5,2	3,21	0,326	0,413
С-90-12Р	10—14	70—120	0,58—0,68	1,4—1,8	4,09	2,30	0,237	0,324
С-90-15Р	13—17	70—120	0,55—0,65	1,4—1,7	4,2	2,00	0,153	0,238
Р-23-14А	12—16	20—30	0,60—0,75	До 0,95	2,59	2,44	0,43	0,39
Р-26-17А	15—19	23—35	0,60—0,70	До 0,95	2,57	2,07	0,215	0,225
Р-30-21А	19—24	25—40	0,58—0,68	До 0,90	2,56	1,85	0,205	0,234
Р-35-25А	22—28	30—50	0,55—0,65	До 0,85	2,54	1,62	0,131	0,168
Р-46-29А	25—32	44—60	0,45—0,58	До 0,85	2,56	1,22	0,071	0,112
Р-60-33А	30—36	47—65	0,43—0,55	До 0,85	2,56	1,02	0,044	0,079
Р-60-38А	35—42	55—75	0,41—0,51	До 0,85	2,61	0,76	0,018	0,035
Р-23-14Ак	12—16	20—30	0,60—0,75	До 0,95	2,59	2,35	0,387	0,331
Р-26-17Ак	15—19	23—45	0,60—0,70	До 0,95	2,57	1,81	0,152	0,165
Р-27-17Б	15—19	23—45	0,57—0,65	0,8—1,15	2,54	2,06	0,296	0,296
Р-27-17Бк	15—19	23—45	0,57—0,68	0,85—1,15	2,54	1,79	0,216	0,216
Р-30-21Б	19—24	23—40	0,55—0,65	0,85—1,10	2,01	1,11	0,073	0,101
Р-35-25Б	22—28	30—50	0,55—0,65	0,85—1,10	2,52	1,51	0,126	0,159
Р-21-18Р	16—20	19—24	0,60—0,70	1,3—1,6	2,0	1,16	0,118	0,142
Р-25-22Р	20—24	23—27	0,54—0,67	1,35—1,6	2,0	0,99	0,084	0,100

Примечания. 1. В столбце для $(M_{1t})_{\text{опт}}, (M_{2t})_{\text{опт}}$ указан диапазон чисел M на выходе из решетки, для которого рассчитаны профили. 2. Здесь f_1 — площадь сечения профиля; I — момент инерции; W — момент сопротивления.

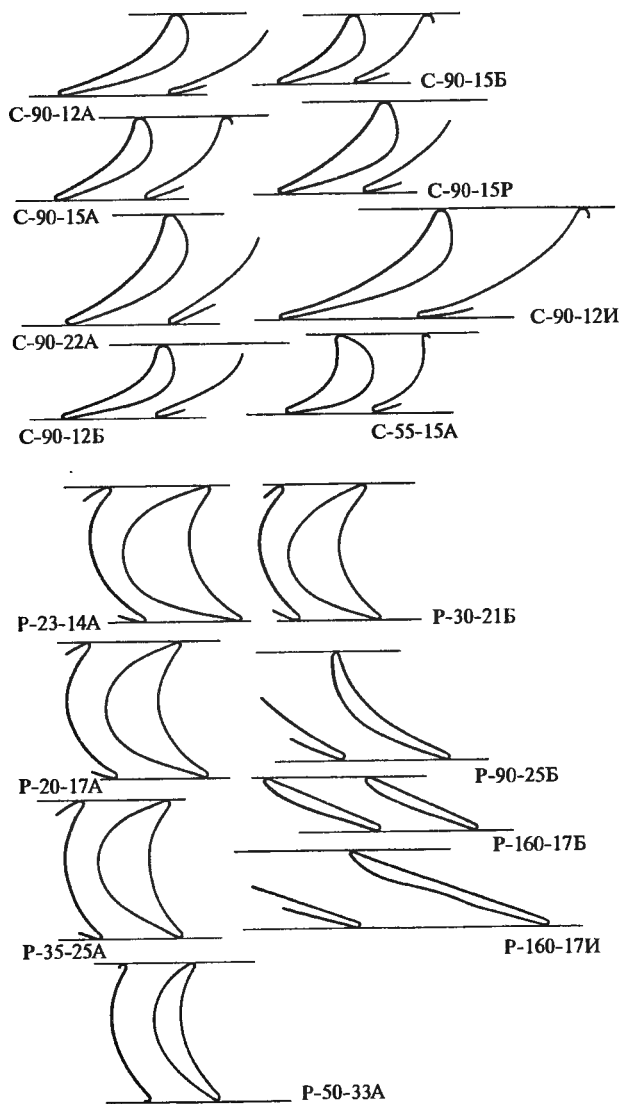


Рис. 3.9. Формы профилей МЭИ

расчетного угла входа потока, а последние две цифры — значение угла выхода потока из решетки (среднее значение диапазона углов выхода потока, для которых может применяться данный профиль). Последняя буква обозначает уровень скоростей, на который рассчитан профиль.

В атласах или нормалях приводятся характеристики профилей, по которым следует подбирать решетку при расчете турбинной ступени. На рис. 3.10 и 3.11 в качестве примеров приведены характеристики профилей С-90-12А и Р-30-21А. Здесь ζ' — потери энергии в решетке при фиксированных значениях M_{1r} , M_{2r} , $\bar{t}_1$, $\bar{t}_2$ и $\beta_1(\alpha_0)$; k_1 , k_2 и k_3 —

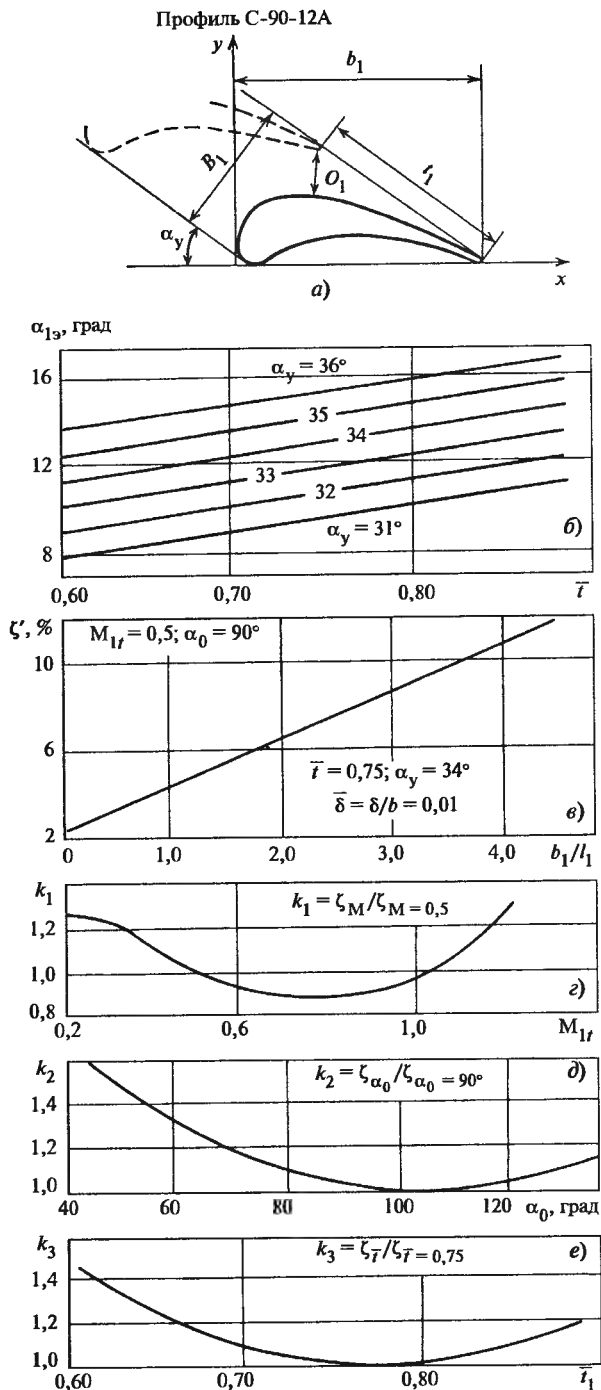
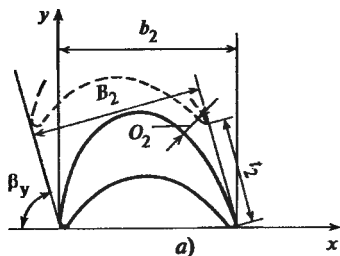


Рис. 3.10. Характеристики соплового профиля С-90-12А

коэффициенты, характеризующие влияние M_{1r} , M_{2r} , $\bar{t}_1$, $\bar{t}_2$, $\beta_1(\alpha_0)$ на потери энергии.

Из расчета обычно известны α_1 , α_0 , l_1 для сопловой решетки и β_2 , β_1 , l_2 для рабочей решетки;



β_{23} , град

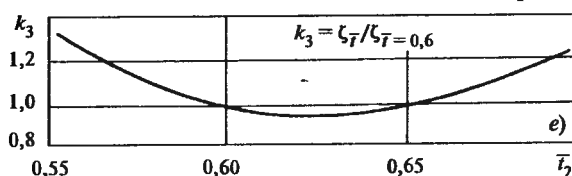
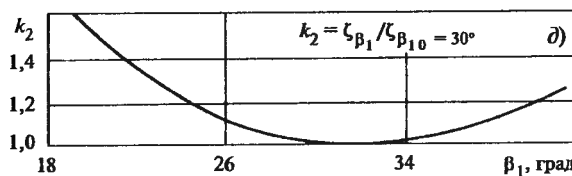
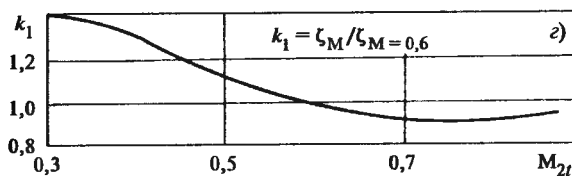
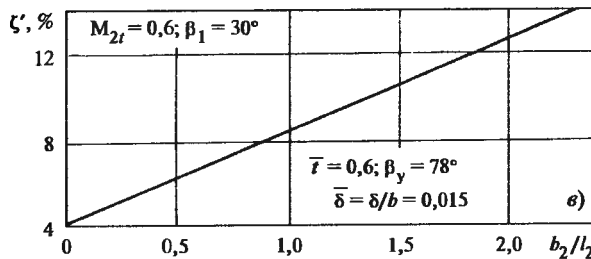
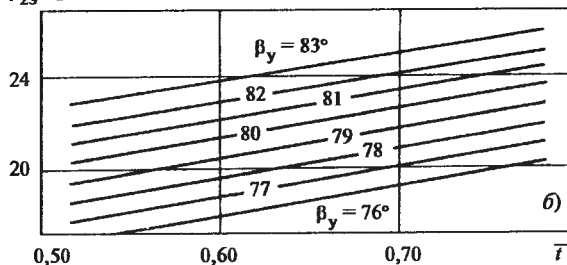


Рис. 3.11. Характеристики профиля для рабочих лопаток Р-30-21А

кроме того, из условия обеспечения необходимой прочности выбирают значения хорды профиля b_1 и b_2 . По этим данным в атласе подбирают профиль и его характеристики следующим образом: 1) по углам

$\alpha_1 \approx \alpha_{13}$ и α_0 или $\beta_2 \approx \beta_{23}$ и β_1 выбирают тип профиля соответствующей решетки; 2) по зависимости $k_3 = f(\bar{t})$, приведенной на рис. 3.10, е или 3.11, е, определяют оптимальный относительный шаг профилей в решетке; 3) по $\bar{t}$ и α_{13} (β_{23}) из рис. 3.10, б или 3.11, б находят угол установки профиля в решетке α_y или β_y . Устанавливая один и тот же профиль под различными углами α_y (β_y), можно обеспечить углы выхода α_1 (β_2) с диапазоном отклонения от их номинальных значений $\pm(1,0 \dots 2,0)^\circ$.

По выбранным характеристикам решетки профилей вычерчиванием проверяют форму межлопаточного канала, в котором при дозвуковых скоростях должны отсутствовать диффузорные участки и, кроме того, участки большой кривизны на спинке профиля не должны располагаться в зоне косого среза решетки.

Для окончательного формирования решетки (круговой) необходимо определить число профилей в ней:

$$z = \pi d e / t, \quad (3.13)$$

где d — средний диаметр решетки (или ступени, если средние диаметры сопловой и рабочей решеток совпадают, что характерно для ступеней с относительно короткими лопатками); $t = b \bar{t}$ — шаг расположения профилей в решетке на среднем диаметре.

Значение z , полученное из (3.13), округляют до целого, а для решеток диафрагм, которые состоят из двух половин, z принимают четным, чтобы в каждой половине диафрагмы располагалось целое число сопл. В соответствии с принятым значением числа лопаток z корректируют шаг профилей в решетке:

$$t = \pi d e / z.$$

Коэффициент потерь энергии выбранного профиля находят по формуле

$$\zeta = k_1 k_2 k_3 \zeta', \quad (3.14)$$

где коэффициенты k_1 , k_2 , k_3 определяют из графиков рис. 3.10, з—е или 3.11, з—е.

Если относительная толщина кромки лопатки отличается от приведенной в атласе профилей, вводят поправку к потерям энергии на отклонение выходной кромки. Кромочные потери энергии для решеток МЭИ группы А определяют следующим образом:

$$\zeta_{кр} = \zeta_{кр0} + 0,088 \Delta / O \bar{t}^2. \quad (3.15)$$

Здесь $\zeta_{кр0}$ — кромочные потери при нулевой толщине кромки, для профилей группы А $\zeta_{кр0} = 0,01$.

Для введения поправки вычисляют коэффициент кромочных потерь энергии дважды — для относительной толщины кромки, приведенной в атласе, и для кромки, принятой для профиля рассчитываемой решетки. Затем к потерям энергии, подсчитанным по (3.14), добавляют разность подсчитанных кромочных потерь для указанных толщин кромок.

3.2. ВНУТРЕННИЙ ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ КПД СТУПЕНИ. ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ПОТЕРИ

В гл. 2 рассматривался относительный лопаточный КПД $\eta_{ол}$, при определении которого вычисляют основные потери энергии в ступени: потери энергии в сопловых лопатках ξ_c , в рабочих лопатках ξ_p и с выходной скоростью $\xi_{в.с}$ (для двухвенечных ступеней, кроме того, потери энергии в направляющих лопатках ξ_n и в рабочих лопатках второго ряда ξ'_p).

Кроме перечисленных в ступени возникают так называемые дополнительные потери: от трения диска и лопаточного бандажа $\xi_{тр}$; связанные с парциальным подводом пара в ступени $\xi_{п}$; от протечек пара через зазоры между статором и ротором ξ_y ; связанные с течением влажного пара $\xi_{вл}$. Для вычисления полезной мощности N_i , развиваемой ступенью на роторе (называемой внутренней), необходимо учитывать дополнительные потери. Соответственно мощности N_i вводится понятие внутренне-го относительного КПД:

$$\eta_{oi} = N_i / N_0 = \eta_{ол} - \xi_{тр} - \xi_{п} - \xi_y - \xi_{вл}. \quad (3.16)$$

В конкретной ступени не все из перечисленных дополнительных потерь могут иметь место. Так, при течении перегретого пара не возникают потери от влажности, в ступенях со степенью парциальности $e = 1,0$ отсутствуют потери от парциальности. Дополнительные потери зависят от режимных параметров работы ступени: отношения скоростей u/c_ϕ , числа Re и др. В некоторых ступенях дополнительные потери энергии существенно влияют на оптимальное отношение скоростей u/c_ϕ .

Потери от трения диска и лопаточного бандажа. При вращении турбинного диска в камере, образованной неподвижными стенками, например, соседних диафрагм в промежуточной ступени, возникают силы аэродинамического сопротивления вра-

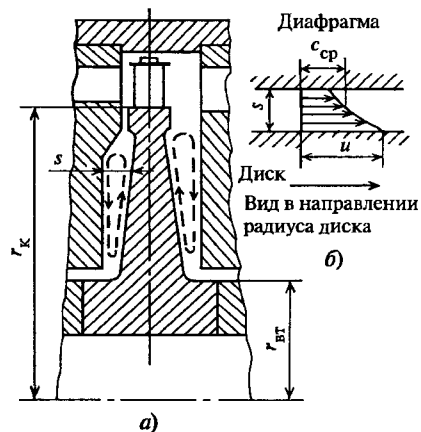


Рис. 3.12. Схема течения пара в камере турбинного диска: а — продольный разрез камеры диска; б — эпюра скоростей течения пара в зазоре между диафрагмой и диском

щению диска в паровой или газовой среде (рис. 3.12). На преодоление этих сил сопротивления затрачивается мощность, называемая *мощностью трения* $N_{тр}$. На значение этой величины уменьшается полезная мощность, выработанная на рабочих лопатках ступени и передаваемая на вал турбины N_d . Силы аэродинамического сопротивления вращению диска являются силами трения на гладких поверхностях диска и бандажа; к силам трения добавляются силы сопротивления давления, связанные со срывными явлениями на выступах (например, на надбандажных шипах) или во впадинах (разгрузочных отверстиях). На рис. 3.12, б показана эпюра скоростей потока, возникающего при вращении между диском и неподвижной поверхностью. У поверхности вращающегося диска и у неподвижной поверхности в эпюре скоростей наблюдаются повышенные градиенты. В средней части камеры скорости потока приблизительно равны половине окружной скорости диска. Вращательное движение потока создает градиент давления, направленный вдоль радиуса. Под действием этого градиента в пристеночном слое у неподвижной границы возникает течение в направлении от периферии к центру камеры. У диска в зоне больших скоростей под действием центробежных сил возникает течение от центра к периферии. Таким образом, образуется циркуляционное течение, показанное на рис. 3.12, а. На поддержание этого течения расходуется дополнительная энергия, отводимая от диска.

Следует заметить, что описанная кинематика течения в камере диска соответствует случаю, когда протечки пара через камеру нет. Протечки пара через камеру от цен-

тра диска к периферии приводят к дополнительным потерям энергии, так как при этом увеличиваются градиент скоростей у поверхности диска и соответствующие напряжения трения из-за уменьшения окружных проекций скорости в абсолютном движении в средней части камеры диска. Окружные проекции скоростей в средней части камеры снижаются вследствие малых окружных скоростей вблизи вала для радиального потока.

Протечки, направленные от периферии к центру диска, наоборот, уменьшают придисковый градиент скоростей, так как окружные составляющие скорости в средней части камеры в абсолютном движении увеличиваются. При этом напряжения трения на поверхности диска и соответственно мощность трения ступени уменьшаются.

Мощность трения диска при вращении можно оценить следующим образом. Как известно из гидродинамики, для турбулентного режима течения напряжения трения на поверхностях диска пропорциональны квадрату скорости потока и плотности пара (газа) в камере, где вращается диск, т.е. $\tau_{тр} \sim \rho u^2 = u^2/\nu$, где u — окружная скорость диска радиусом r (рис. 3.12); ν — удельный объем пара (газа) в камере диска. Момент сил трения относительно оси ротора можно подсчитать, проинтегрировав моменты, возникающие на элементарных площадках dF поверхности диска:

$$M_{тр} = \int_{2F_d} \tau_{тр} r dF = 2 \int_{r_{вт}}^{r_k} \tau_{тр} r 2\pi r dr.$$

Таким образом, мощность трения диска при достаточно малом $r_{вт}$ определится соотношением

$$N_{тр} = M_{тр} \omega \sim \frac{u_k^3 d_k^2}{\nu} \quad (\text{здесь } d_k = 2r_k),$$

или

$$N_{тр} = k_{тр} \frac{u^3 d^2}{2\nu}. \quad (3.17)$$

Коэффициент $k_{тр}$ в этой формуле зависит от режима течения в камере, т.е. от числа $Re = ur/\nu$, шероховатости поверхности диска, осевого расстояния между диском и неподвижной стенкой камеры (влияния меридиональных токов в камере), наличия разгрузочных отверстий в диске и т.п. Здесь u_k и d_k заменены на u и d для удобства расчета и из-за небольшой разницы значений этих величин.

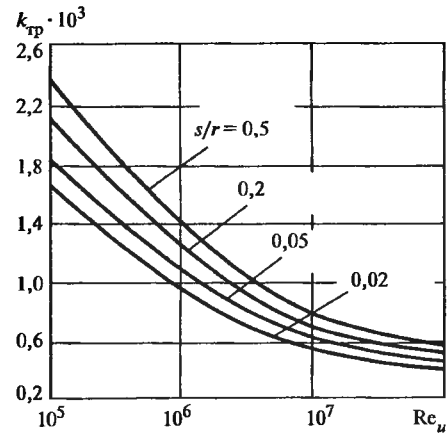


Рис. 3.13. Коэффициент $k_{тр}$ в зависимости от числа $Re_u = ur/\nu$ и отношения s/r

На рис. 3.13 представлена зависимость $k_{тр}$ от числа Re_u и отношения s/r . Эта экспериментальная зависимость описывается формулой

$$k_{тр} = 2,5 \cdot 10^{-2} (s/r)^{1/10} Re_u^{-1/5}. \quad (3.18)$$

Для ступеней паровых турбин обычно $k_{тр} = (0,45 \dots 0,8) \cdot 10^{-3}$. Мощностью трения бандажа в практических расчетах часто пренебрегают.

Отношение мощности трения диска к располагаемой мощности ступени равно относительным потерям от трения диска и бандажа ступени:

$$\xi_{тр} = \frac{N_{тр}}{N_0} = \frac{k_{тр} u^3 d^2}{2\nu G \bar{H}_0}. \quad (3.19)$$

Заменив из уравнения неразрывности для сопл произведение $G\nu \approx F_1 c_{1t} \approx F_1 c_\phi$ (предполагается ступень с небольшой степенью реактивности), преобразуем (3.19) к виду

$$\xi_{тр} = k_{тр} \frac{d^2}{F_1} \left(\frac{u}{c_\phi} \right)^3 \quad (3.20)$$

или, заменив $F_1 = \pi d l_1 e \sin \alpha_{13}$, к виду

$$\xi_{тр} = \frac{k_{тр}}{\pi} \frac{d}{e l_1 \sin \alpha_{13}} \left(\frac{u}{c_\phi} \right)^3. \quad (3.21)$$

В ступенях с относительно короткими лопатками, характеризуемых большим отношением d/l , потери трения выше по сравнению с потерями трения в ступенях с относительно длинными лопатками, т.е. с малым отношением d/l . Следует отметить существен-

ное влияние на потери трения $\xi_{\text{тр}}$ режима работы ступени, т.е. отношения скоростей $u/c_{\text{ф}}$.

Потери, связанные с парциальным подводом пара. В § 2.7 введено понятие степени парциальности сопловой решетки. Парциальный подвод пара в ступени применяется в случаях, когда объемный расход пара невелик, т.е. в турбинах небольшой мощности. В ступенях с парциальным подводом пар на рабочие лопатки поступает не по всей окружности, а только по некоторой ее части e . При этом на части дуги окружности $1-e$ в каналах рабочих лопаток отсутствует активный поток пара, эти каналы заполняются «застойным» паром из камеры, в которой вращается диск. Вследствие вращения пар, заполняющий эти каналы, под воздействием центробежных сил перемещается от корня рабочих лопаток к их периферии; при этом возможно движение пара с одной стороны лопаток на другую, как показано на рис. 3.14. Работа, связанная с перемещением пара в каналах неактивной части дуги рабочих лопаток, отводится от диска. Следовательно, полезная энергия ступени уменьшается на потери энергии, связанные с перемещением (вентиляцией) пара в этих каналах.

Мощность вентиляции на неактивной части рабочих лопаток равна произведению расхода пара, участвующего в вентиляционном движении, на работу, сообщаемую 1 кг пара рабочими лопатками $H_{\text{в}}$:

$$N_{\text{в}} = G_{\text{в}} H_{\text{в}}.$$

Расход вентилируемого пара $G_{\text{в}}$ пропорционален площади $(1-e)\pi dl_2$ и скорости u и обратно пропорционален удельному объему пара v_2 в камере диска, а работа $H_{\text{в}}$, совершаемая при вентиляции 1 кг пара, пропорциональна u^2 . Таким образом,

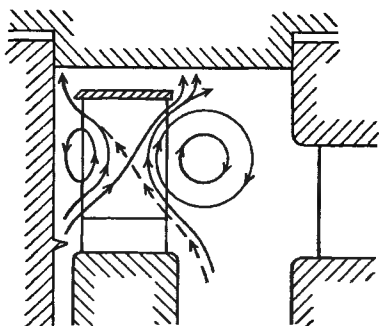


Рис. 3.14. Схема вентиляционных потоков в парциальной ступени

мощность, затрачиваемая на вентиляцию в парциальной ступени, определяется соотношением

$$N_{\text{в}} = k(1-e)dl_2 \left(\frac{u}{100} \right)^3 \frac{1}{v_2}. \quad (3.22)$$

Коэффициент k в этой формуле зависит от ряда геометрических характеристик и режимных факторов. Влиянием чисел M и Re обычно пренебрегают. Большое влияние на мощность вентиляции оказывают форма и размеры камеры, в которой движутся лопатки на неактивной части дуги. Если рабочие лопатки прикрыты защитным противовентиляционным кожухом, как показано на рис. 3.15, 3.16, то коэффициент k уменьшается в 2—3 раза по сравнению со значением этого коэффициента для диска без защитного кожуха (1) (рис. 3.16). В этом случае расход пара $G_{\text{в}}$ существенно сокращается из-за

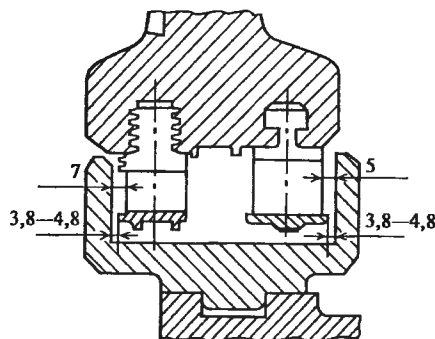


Рис. 3.15. Защитный кожух для уменьшения потерь от вентиляции в парциальной двухвенечной ступени

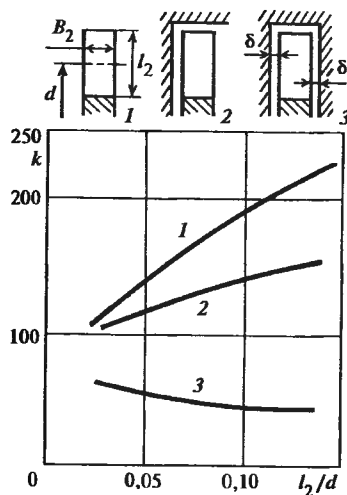


Рис. 3.16. Влияние защитного кожуха и относительной высоты лопаток на потери от вентиляции при $B_2/d = 0,076$

препятствия движению пара, создаваемого защитным кожухом.

Для ступеней без защитного кожуха коэффициент k увеличивается при возрастании относительной высоты лопаток l_2/d . На коэффициент k оказывают влияние также отношение δ/l_2 , относительная ширина рабочих лопаток B_2/l_2 , углы β_1 и β_2 , степень парциальности e .

Формула относительных потерь энергии от вентиляции в парциальной одновенечной ступени без защитного кожуха может быть получена из (3.22) путем преобразований, аналогичных использованным при выводе (3.21):

$$\xi_B = \frac{N_B}{N_0} = \left(\frac{k_B}{\sin \alpha_{13}} \right) \left(\frac{1-e}{e} \right) \left(\frac{u}{c_\phi} \right)^3. \quad (3.23)$$

Коэффициент k_B в этой формуле принимается равным 0,065. Формула (3.23) может быть представлена в более общем виде с учетом влияния части дуги, занимаемой защитным кожухом $e_{\text{кож}}$, и числа венцов рабочих лопаток ступени скорости m , в каждом из которых возникают потери от вентиляции:

$$\xi_B = \frac{k_B}{\sin \alpha_{13}} \frac{1-e-0,5e_{\text{кож}}}{e} \left(\frac{u}{c_\phi} \right)^3 m. \quad (3.23a)$$

Потери энергии от вентиляции ξ_B являются одной из составляющих потерь, связанных с парциальным подводом пара. Другой составляющей являются потери на концах дуг подвода пара (на краях сопловых сегментов) $\xi_{\text{сегм}}$. Для выяснения природы этих потерь рассмотрим схему течения пара в парциальной ступени (рис. 3.17). На правом конце дуги подвода застойный пар межлопаточного канала при движении его на границе активного потока вытесняется струей активного пара (на границе С); при этом в канале возникают вихревые течения. На выталкивание застойного пара и образование вих-

рей расходуется энергия активного пара. Кроме того, на правом конце дуги подвода из зазора между диафрагмой и рабочими лопатками эжестируется застойный пар (поток А), на что также расходуется дополнительная энергия пара. На левом конце дуги подвода при выходе межлопаточного канала из-под активной струи пара в канал подсасывается застойный пар из зазора за счет инерционного воздействия оставшегося в канале активного пара, отделяемого от подсасываемого пара границей D. Кроме того, на левом конце из крайнего соплового канала возникают утечки активного пара в зазор между диафрагмой и рабочими лопатками вследствие прилипания струи пара крайнего соплового канала к стенке диафрагмы (поток В). Как на подсасывание, так и на утечку расходуется энергия активного пара. Для снижения утечек пара в зазоры в парциальной ступени расчетная степень реактивности выбирается небольшой ($\rho = 0,02 \dots 0,06$). Кроме перечисленных составляющих сегментные потери включают в себя и потери энергии в крайних сопловых каналах, течение в которых искажается краевыми эффектами в соплах.

Таким образом, сегментные потери энергии в парциальной ступени определяются рядом взаимосвязанных между собой явлений на концах сопловых сегментов. Эти потери пропорциональны количеству выталкиваемого и подсасываемого застойного пара, т.е. пропорциональны ширине и высоте рабочих лопаток B_2 и l_2 ; на сегментные потери влияет также отношение скоростей u/c_ϕ , число пар концов сопловых сегментов (не сомкнутых) i , КПД $\eta_{\text{ол}}$. Наиболее распространена следующая формула для подсчета сегментных потерь:

$$\xi_{\text{сегм}} = 0,25 \frac{B_2 l_2}{F_1} \frac{u}{c_\phi} \eta_{\text{ол}} i. \quad (3.24)$$

Для двухвенечной ступени в числителе произведения $B_2 l_2$ замещается на сумму произведений ши-

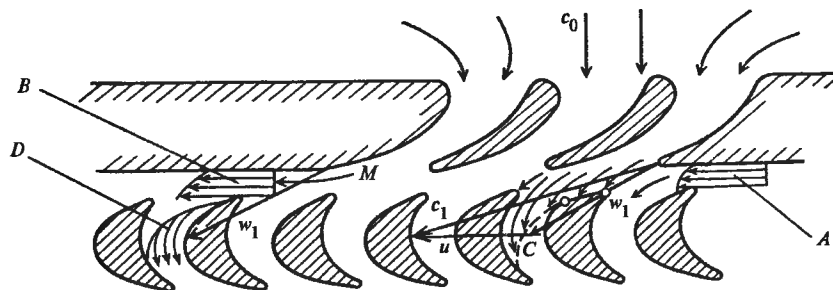


Рис. 3.17. Механизм возникновения сегментных потерь энергии

рины на высоту первого и второго рядов рабочих лопаток $B_2 l_2 + 0,6 B_2' l_2'$. Под F_1 понимается площадь всех сопловых каналов, через которые течет пар в ступени.

Потери от вентиляции ξ_v и сегментные потери составляют потери от парциального подвода:

$$\xi_{\Pi} = \xi_v + \xi_{сегм}.$$

Рассмотрим внутренний относительный КПД ступеней, работающих на перегретом паре:

$$\eta_{oi} = \eta_{ол} - \xi_{тр} - \xi_{\Pi} = \eta_{ол} - \xi_{тр} - \xi_v - \xi_{сегм}.$$

На рис. 3.18 показаны графики зависимостей $\eta_{ол} = f(u/c_{\phi})$ и $\eta_{oi} = f(u/c_{\phi})$. Из этих графиков видно, что потери парциального подвода и потери от трения диска, уменьшая КПД ступени, изменяют также и оптимальное отношение скоростей $(u/c_{\phi})_{опт}$, при котором достигается максимальное значение внутреннего относительного КПД, по сравнению с оптимальным отношением скоростей для относительного лопаточного КПД. Таким образом, при выборе расчетного теплоперепада ступени следует ориентироваться на $(u/c_{\phi})_{опт}$ по внутреннему относительному КПД. Это оптимальное отношение скоростей тем меньше, чем больше дополнительные потери от парциальности и от трения диска. Так, например, для одновенечных ступеней с небольшой степенью реактивности при парциальности $e = 1,0$ и, следовательно, малых дополнительных потерях (потери от парциальности равны нулю) оптимальное отношение скоростей по η_{oi} составляет $(u/c_{\phi})_{опт} = 0,48 \dots 0,52$, а при $e = 0,25 \dots 0,50$ и соответственно больших потерях от парциальности

$$(u/c_{\phi})_{опт} = 0,38 \dots 0,45.$$

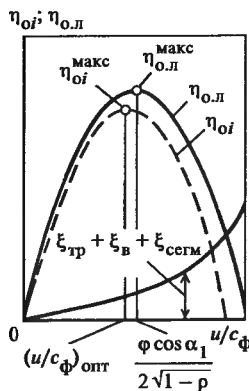


Рис. 3.18. Влияние дополнительных потерь энергии в ступени на КПД η_{oi} и оптимальное отношение скоростей $(u/c_{\phi})_{опт}$

При расчете и проектировании парциальной ступени необходимо обоснованно выбрать степень парциальности, чтобы обеспечить высокую экономичность ступени. Для ступени с фиксированными значениями $G, H_0, d, \alpha_1 = \text{const}$ произведение $e l_1$ есть величина постоянная, но она может быть обеспечена различными значениями e и l_1 . При увеличении степени парциальности e уменьшается высота лопатки l_1 и соответственно уменьшаются потери от парциальности e , но растут концевые потери энергии в сопловой и рабочей решетках и потери от перетечек через бандажные зазоры ступени, которые условно будем относить к концевым потерям решеток. Если в формуле (3.24) площадь сопловых каналов представить в виде $F_1 = \pi d e l_1 \sin \alpha_1$, то потери от парциальности можно привести к виду $\xi_{\Pi} = \text{const} \left(\frac{1}{e} - 1 \right)$, т.е. потери от парциальности обратно пропорциональны e .

Концевые потери в сопловой и рабочей решетках, как указывалось в § 2.7, пропорциональны $1/\bar{l}_1$ и $1/\bar{l}_2$, или для рассматриваемой ступени можно записать:

$$\xi_c + \xi_p = a + b/l_1.$$

Так как $e l_1 = \text{const}$, то это соотношение можно преобразовать к виду

$$\xi_c + \xi_p = a + \frac{b}{(e l_1)} e,$$

из которого следует, что концевые потери в ступени пропорциональны степени парциальности e .

Рассмотренные зависимости приведены на рис. 3.19, здесь же представлена сумма потерь от парциальности и концевых потерь от степени парциальности рассматриваемой ступени $\Sigma \xi = \xi_v + \xi_{сегм} + \xi_c + \xi_p = f(e)$. Потери от трения диска при изменении парциальности ступени остаются постоянными. Из кривой $\Sigma \xi = f(e)$ следует, что ми-

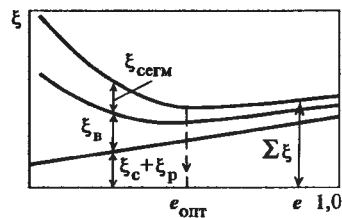


Рис. 3.19. К определению оптимальной степени парциальности

нимальные потери энергии в ступени, а следовательно, и ее максимальный внутренний относительный КПД достигаются при вполне определенном значении степени парциальности, называемом оптимальным. Вблизи оптимального значения парциальности $e_{\text{опт}}$ сумма потерь в ступени изменяется незначительно, поэтому небольшие отклонения выбираемой степени парциальности от ее оптимального значения допустимы. На основе приведенных выше формул основных и дополнительных потерь в ступени можно получить приближенное значение $e_{\text{опт}}$ для одновенечной ступени

$$e_{\text{опт}} = (0,5 \dots 0,7) \sqrt{e l_1} \quad (3.25)$$

и для двухвенечной ступени

$$e_{\text{опт}} = (0,29 \dots 0,34) \sqrt{e l_1}. \quad (3.25a)$$

Здесь l_1 берется в сантиметрах; значение коэффициента перед корнем зависит от степени парциальности: малые значения соответствуют малой степени парциальности.

Для регулирующих ступеней из-за перегородок между сопловыми группами максимальное значение степени парциальности $e_{\text{макс}} = 0,8 \dots 0,9$ в зависимости от конструкции сопловых сегментов. Для промежуточных ступеней, если оптимальная степень парциальности $e_{\text{опт}} > 1,0$, принимают $e = 1,0$. Кроме того, при $e_{\text{опт}} > 0,7$ также часто принимают $e = 1,0$, чтобы исключить большие динамические паровые усилия на рабочие лопатки, которые возникают в парциальных ступенях.

Потери от утечек. Лабиринтовые уплотнения. Потери от утечек рабочего тела (пара или газа) связаны с протечками через зазоры помимо сопловых или рабочих лопаток. Эти протечки не совершают полезной работы в ступени, поэтому энергия пара или газа протечки является потерей для ступени. Потери от утечек имеют место как в ступени, так и в турбине в целом.

Протечки в ступени — это потоки через зазоры: между диафрагмой и валом (рис. 3.20) G_y , между бандажом рабочих лопаток и статором (диафрагмой или корпусом) G_6 , между диафрагмой и диском у корня рабочих лопаток G_k , а также через разгрузочные отверстия $G_{\text{отв}}$.

Протечки в турбине — это потоки через зазоры концевых уплотнений между валом турбины и ее корпусом (см. рис. 1.3). В корпусах ЦНД конденса-

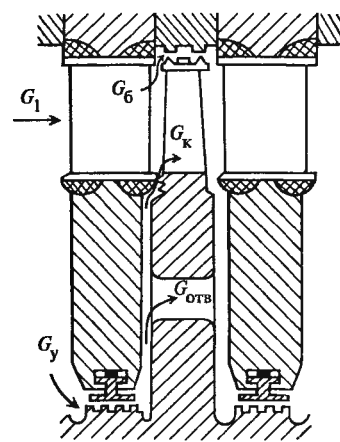


Рис. 3.20. Схема протечек в турбинной ступени

ционных турбин — это дополнительный расход пара, который подводится к концевым уплотнениям для того, чтобы предотвратить подсос воздуха из атмосферы в конденсатор.

Протечки также могут возникать из-за недостатков конструкции в различных стыках между деталями, например в разьеме половин диафрагм, по посадочным поверхностям диафрагмы, а также обойм диафрагм и уплотнений в корпусе.

Для уменьшения протечек через зазоры между статором и ротором турбины применяются лабиринтовые уплотнения, представляющие собой последовательный ряд сужений для потока протечки. Используют лабиринтовые уплотнения ступенчатого или прямоточного типа (рис. 3.21). Здесь сужения (щели) образованы гребнями, расположенными на статоре, и поверхностью ротора. В ступенчатом уплотнении щели располагаются на выступе и впадине ротора, в прямоточном уплотнении гладкий ротор не имеет выступов и впадин. Для исключения возможности местного разогрева ротора и его искривления при заеданиях в лабиринтовом уплотнении часто гребни располагаются на роторе, выступы и впадины — на статорных деталях.

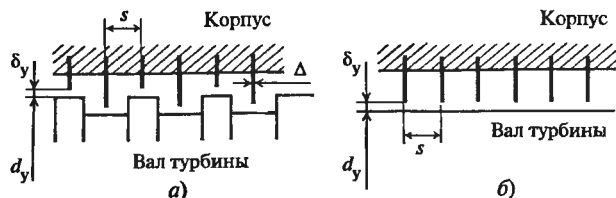


Рис. 3.21. Схемы лабиринтовых уплотнений ступенчатого (а) и прямоточного (б) типов

Рассмотрим процесс течения пара в лабиринтовом уплотнении. В щели поток ускоряется до сравнительно большой скорости $c_{щ}$, в камере за щелью уплотнения ступенчатого типа он тормозится практически до нулевой скорости. Торможение в камере идет без восстановления механической энергии, изобарически, с полной диссипацией кинетической энергии потока, которая расходуется на нагрев пара в камере. Давление в камере устанавливается ниже давления перед щелью. В следующих щелях и камерах процессы повторяются. Таким образом, давление от камеры к камере по потоку уменьшается, а энтальпия пара во всех камерах остается неизменной, так как теплота от пара в уплотнении не отводится.

Рассмотрим процесс течения в уплотнении с помощью h, s -диаграммы (рис. 3.22, а). Состояние пара перед первой щелью характеризуется точкой o^I . Отрезок $o^I a^I$ соответствует расширению пара в первой щели, точка a^I характеризует состояние пара в первой щели. Кинетическая энергия потока

в первой щели $c_{щ}^2/2$ равна располагаемому тепловому перепаду H_0^I . В процессе изобарного торможения в камере за первой щелью (отрезок $a^I o^II$) кинетическая энергия потока переходит в теплоту. В результате этого энтальпия пара перед второй щелью (точка o^II) становится равной энтальпии перед первой щелью h_0 . Во второй и третьей щелях и соответствующих им камерах процессы повторяются. При этом располагаемые тепловые перепады, приходящиеся на каждую последующую щель, увеличиваются, так как скорости пара возрастают от щели к щели по потоку. Увеличение скоростей в щелях вдоль уплотнения объясняется с помощью уравнения неразрывности

$$c_{щ} = G_y v / F_y.$$

Для уплотнения с постоянным диаметром d_y и зазором δ_y площади всех щелей одинаковы: $F_y = \pi d_y \delta_y$, расход пара также не изменяется от щели к щели ($G_y = \text{const}$), а удельные объемы пара v , как следует из h, s -диаграммы, увеличиваются. Поэтому скорости $c_{щ}$ в щелях вдоль уплотнения возрастают, наибольшая скорость достигается в последней щели.

Таким образом, состояние пара в камерах уплотнения характеризуется точками o^II, o^III, I , которые располагаются на линии $h_0 = \text{const}$, соответствующей процессу дросселирования. Состояние пара в сужениях (щелях) уплотнения характеризуется точками a^I, a^II, a^III , расположенными на линии ab , которая соответствует процессу течения пара с трением в трубе постоянного сечения и называется линией Фанно.

Так как процесс течения в уплотнении по состоянию пара в камерах уплотнения аналогичен процессу дросселирования, температура пара вдоль уплотнения изменяется незначительно. Поэтому в переднем концевом уплотнении турбины температура за первым отсеком уплотнения близка к температуре пара за первой ступенью турбины.

На рис. 3.22, б показан процесс течения пара в уплотнении, состоящем из шести щелей, в сравнении с аналогичным процессом в уплотнении, состоящем из трех щелей, при одинаковых параметрах пара перед и за уплотнением в обоих случаях, а также при одинаковых размерах щелей. Удвоение числа щелей в уплотнении приводит к уменьшению теплоперепада, приходящегося на одну щель, приблизительно в 2 раза. Следовательно, скорость в щелях

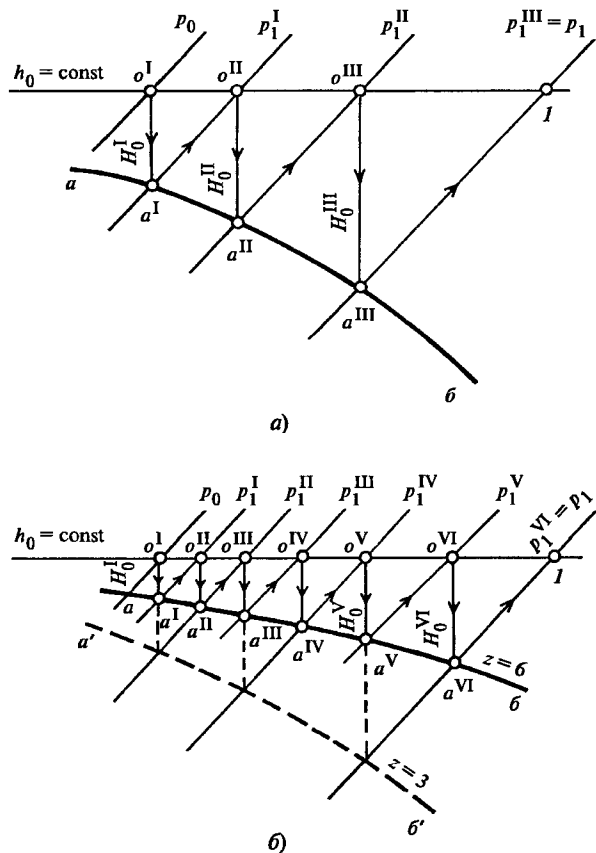


Рис. 3.22. Процесс изменения состояния пара в h, s -диаграмме в лабиринтовом уплотнении ступенчатого типа с числом щелей, равным трем (а) и шести (б)

и расход пара в уплотнении при этом уменьшаются в $\sqrt{2}$ раз при условии, что во всех щелях скорости дозвуковые. Обобщая эти рассуждения для любого числа щелей, можно сделать вывод, что расход пара через уплотнение обратно пропорционален корню квадратному из числа щелей z , т.е. $G_y \sim 1/\sqrt{z}$.

Зависимость расхода пара через уплотнение от отношения давления за уплотнением к давлению перед ним p_1/p_0 можно получить, используя закономерности истечения из отверстия с острой кромкой, которые описываются уравнениями, аналогичными уравнениям для суживающихся сопл.

Особенности течения через отверстие с острой кромкой по сравнению с течением через суживающееся сопло следующие:

1) существенное сужение струи за отверстием, в результате чего коэффициент расхода для отверстия с острой кромкой уменьшается по сравнению с коэффициентом расхода для сопл. Соответствующие значения коэффициентов расхода следующие: для отверстия $\mu_y = 0,63 \dots 0,85$; для суживающихся сопл $\mu_1 = 0,97$. Коэффициент μ_y увеличивается при уменьшении отношения давлений $p_1/\bar{p}_0$;

2) если при истечении перегретого пара из суживающихся сопл критическое отношение давлений $\epsilon_{кр} = 0,546$, то для отверстия с острой кромкой это отношение уменьшается до $\epsilon_{кр}^{отв} = 0,13$.

На рис. 3.23 представлены известные из гидрогазодинамики зависимости относительных расходов $q = G/G_{кр}^{сопл}$ от отношения давлений $\epsilon = p_1/\bar{p}_0$ для суживающихся сопл и для отверстия с острой кромкой

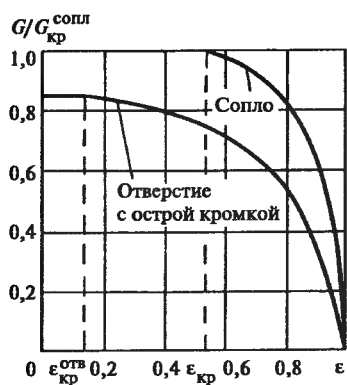


Рис. 3.23. Относительный расход пара в зависимости от отношения давлений для суживающихся сопл и для отверстия с острой кромкой

кой. Здесь G — расход через сопло или через отверстие с острой кромкой; $G_{кр}^{сопл}$ — критический расход через сопло; $\bar{p}_0, p_1$ — давления перед и за соплом или отверстием с острой кромкой. Для отверстия с острой кромкой при $\epsilon < 0,13$ расход через него не изменяется, так как является критическим и составляет $G_{кр}^{отв} = 0,85 G_{кр}^{сопл}$.

Изменение расхода через отверстие с острой кромкой описывается уравнением, аналогичным уравнению для суживающегося сопла (2.29), в котором вместо $G_{кр}$ и $\epsilon_{кр}$ для сопла подставлены $G_{кр}^{отв}$ и $\epsilon_{кр}^{отв}$:

$$q = \frac{G}{G_{кр}^{отв}} = \sqrt{1 - \frac{(\epsilon - \epsilon_{кр}^{отв})^2}{(1 - \epsilon_{кр}^{отв})^2}}. \quad (3.26)$$

Здесь критический расход через отверстие с острой кромкой определяется по формуле, аналогичной (2.27), где вместо коэффициента μ_1 подставляется коэффициент расхода для отверстия (уплотнения) μ_y :

$$G_{кр}^{отв} = \mu_y \kappa F_y \sqrt{\bar{p}_0 / \bar{v}_0}. \quad (3.27)$$

Используя (3.26) и (3.27), получаем формулу для определения расхода через отверстие с острой кромкой, т.е. расхода через уплотнение, образованное одной щелью ($z = 1$):

$$G_y = \mu_y \kappa F_y \sqrt{\frac{\bar{p}_0}{\bar{v}_0}} \frac{\sqrt{1 - \epsilon^2 - 2(1 - \epsilon)\epsilon_{кр}^{отв}}}{1 - \epsilon_{кр}^{отв}}. \quad (3.28)$$

Для уплотнения, состоящего из z щелей, Г.С. Самойловичем получена следующая формула:

$$G_y = \mu_y \kappa F_y \sqrt{\frac{\bar{p}_0}{\bar{v}_0}} \sqrt{\frac{1 - \epsilon^2}{(1 - \epsilon_{кр}^{отв})z} - \frac{\epsilon_{кр}^{отв}(1 - \epsilon)^2}{(1 - \epsilon_{кр}^{отв})^2 z^2}}. \quad (3.29)$$

Как указывалось, в уплотнении, состоящем из нескольких щелей, наибольшая скорость потока достигается в последней щели. Очевидно, что при фиксированном начальном давлении p_0 расход пара G_y будет максимальным, когда в последней щели уплотнения достигается критическая скорость.

Значение отношения давлений $\epsilon = \epsilon_{кр}^{упл}$, при котором достигается критическая скорость в последней щели, а следовательно, и критический (максимальный) расход через уплотнение, может быть получен

но из уравнения (3.29) путем приравнивания нулю первой производной от G_y по ϵ :

$$\epsilon_{кр}^{упл} = \frac{\epsilon_{кр}^{отв}}{z(1 - \epsilon_{кр}^{отв}) + \epsilon_{кр}^{отв}}. \quad (3.30)$$

Если при расчете уплотнения окажется, что $\epsilon < \epsilon_{кр}^{упл}$, то в (3.29) вместо ϵ следует подставлять $\epsilon_{кр}^{упл}$.

В практических расчетах необходимо учитывать, что кромки гребней в уплотнении турбины не являются абсолютно острыми, часто при эксплуатации они изнашиваются, скругляются. Скругление кромок гребней уплотнения возникает и при заносе уплотнения солями. Поэтому в (3.29) и (3.30) вместо $\epsilon_{кр}^{отв}$ следует подставлять $\epsilon_{кр} = 0,546$ (для перегретого пара). Кроме того, в формуле (3.29) при большом числе гребней в уплотнении можно пренебречь вторым членом под корнем. В результате упрощенный расчетная формула для расхода пара через уплотнение обычно используется в следующем виде:

$$G_y = \mu_y F_y \sqrt{\frac{\bar{p}_0}{\bar{v}_0}} \sqrt{\frac{1 - \epsilon^2}{z}}, \quad (3.31)$$

где μ_y — коэффициент расхода щели уплотнения, который можно определить по рис. 3.24 (опыты Б.М. Трояновского); $F_y = \pi d_y \delta_y$ — площадь зазора в уплотнении; $\bar{p}_0$, $\bar{v}_0$ — давление и удельный объем перед уплотнением; $\epsilon = p_1 / \bar{p}_0$ — отношение давлений за уплотнением и перед ним.

Формула (3.31) соответствует течению пара в ступенчатом уплотнении (см. рис. 3.21). При больших температурных удлинениях ротора относительно статора в месте расположения уплотнения приходится отказываться от уплотнения ступенчатого типа, так как в этом случае расстояния между гребнями уплотнения становятся очень большими, и заменять его более компактным уплотнением прямооточного типа. Течение пара в прямооточном уплотнении отличается тем, что в камерах между гребнями поток тормозится не полностью. Кинетическая энергия струи пара из предыдущей щели только частично переходит в теплоту в результате неполного торможения, другая часть ее расходуется на ускорение потока в последующей щели. Поэтому расход пара через щель прямооточного уплотнения существенно

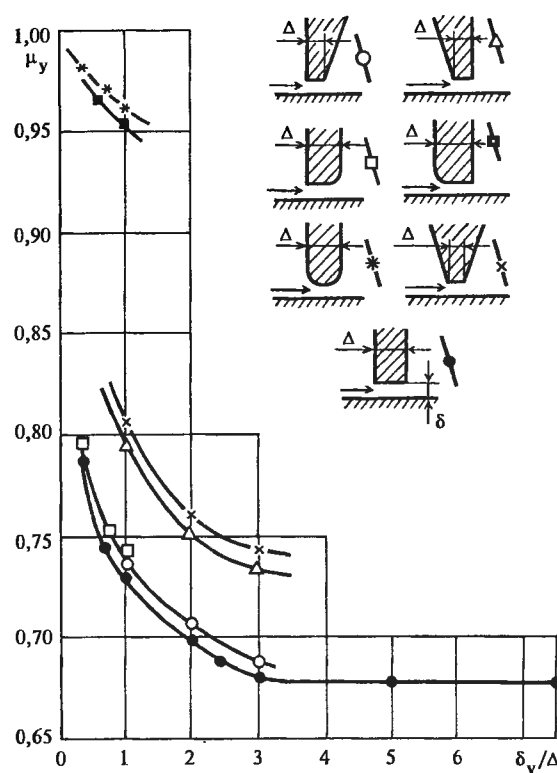


Рис. 3.24. Коэффициент расхода μ_y для уплотнений различной геометрической формы

больше, чем ступенчатого, и формула (3.31) при этом записывается следующим образом:

$$G_y = k_y \mu_y F_y \sqrt{\frac{\bar{p}_0}{\bar{v}_0}} \sqrt{\frac{1 - \epsilon^2}{z}}, \quad (3.31a)$$

где k_y — поправочный коэффициент (рис. 3.25).

Приведенные формулы и описание процессов течения в уплотнениях относятся как к уплотнениям в ступени, так и к концевым уплотнениям цилиндров турбины.

Рассмотрим влияние утечек в ступени на ее КПД. Как указывалось, в ступени различают четыре вида утечек: через диафрагменное уплотнение G_y ; через зазоры по бандажу G_6 ; через корневой зазор G_k ; через разгрузочные отверстия $G_{отв}$. Пар проходит через диафрагменное уплотнение мимо сопловой решетки и не совершает полезной работы. Поэтому полезная энергия всего потока пара активной ступени G уменьшится на величину $G_y E_0 \eta_{ол}$. Чтобы получить относительные потери энергии в ступени от этих утечек, необходимо потерянную

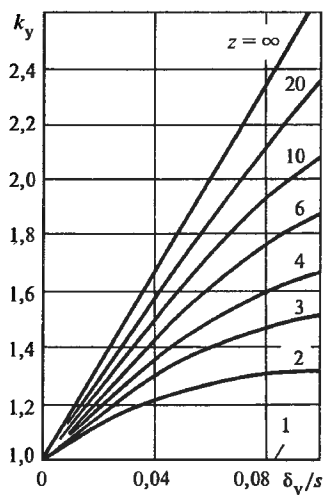
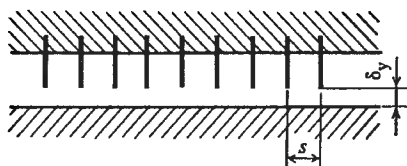


Рис. 3.25. Поправочный коэффициент для определения расхода пара через прямоточное уплотнение:

δ_y — размер зазора в уплотнении; s — расстояние между гребнями в уплотнении

с утечкой пара энергию $G_y E_0 \eta_{o.l.}$ разделить на расходуемую энергию ступени GE_0 , т.е.

$$\xi_y^a = \frac{G_y}{G} \eta_{o.l.} \quad (3.32)$$

Здесь значение G_y определяется с помощью формулы (3.31) по известным геометрическим характеристикам диафрагменного уплотнения. Если в (3.32) относительный расход G_y/G преобразовать с помощью (2.28) и (2.29), (3.31), (3.31a), то получим следующую приближенную формулу для определения потерь от утечек через диафрагменное уплотнение ступени активного типа:

$$\xi_y^a = \frac{k_y \mu_y F_y}{\mu_1 F_1 \sqrt{z}} \eta_{o.l.} \quad (3.33)$$

В этой формуле k_y — поправочный коэффициент, который для прямоточного уплотнения находят по кривым рис. 3.25, а для ступенчатого уплотнения $k_y = 1,0$; μ_y — коэффициент расхода уплотнения; z — число гребней диафрагменного уплотнения; F_1 — выходная площадь сопловой решетки ступени; μ_1 — коэффициент расхода сопловой решетки.

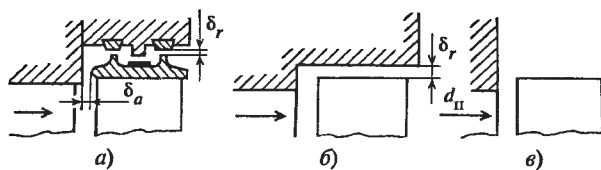


Рис. 3.26. Зазоры в периферийной части ступеней для рабочих лопаток с бандажом (а) и без бандажа (б и в)

Вторая составляющая потеря от утечек в ступени связана с протечками через зазоры по бандажу рабочих лопаток. Пар этой протечки, как и диафрагменной, не совершает полезной работы в ступени. В ступенях без бандажа протечка поверх рабочих лопаток сопровождается дополнительными перетеканиями между соседними каналами рабочих лопаток. Эти перетекания вызывают дополнительные потери энергии в рабочих лопатках.

Утечка пара через зазоры по бандажу рабочих лопаток зависит от размеров этих зазоров (рис. 3.26) и степени реактивности у периферии рабочих лопаток ρ_{Π} .

Относительная потеря энергии от протечек у периферии ступени определяется по формуле, аналогичной (3.32), т.е.

$$\xi_y^6 = \frac{G_6}{G} \eta_{o.l.} \quad (3.34)$$

Расход через зазоры по бандажу рабочих лопаток в соответствии с уравнением неразрывности для потока протечки

$$G_6 \sim \sqrt{\rho_{\Pi} H_0} \frac{\delta_3}{v_{2t}}$$

Здесь δ_3 — эквивалентный зазор периферийного уплотнения, который зависит от совокупности периферийных зазоров и коэффициентов расхода через эти зазоры. Используя уравнения неразрывности для потока протечки и для потока через сопловую решетку, после преобразований правой части (3.34) получаем расчетную формулу для относительной потери от протечек через периферийные зазоры ступени:

$$\xi_y^6 = \frac{\pi d_{\Pi} \delta_3}{F_1} \sqrt{\rho_{cp} + 1,8 \frac{l}{d}} \eta_{o.l.}, \quad (3.35)$$

где d_{Π} — диаметр по периферии рабочих лопаток; F_1 — площадь на выходе из сопловой решетки; ρ_{cp} — степень реактивности на среднем диаметре ступени; l — высота лопаток; d — средний диаметр ступени.

Для ступени с рабочими лопатками с бандажом (рис. 3.26, а)

$$\delta_3 = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(\mu_a \delta_a)^2} + \frac{z}{(\mu_r \delta_r)^2}}}; \quad (3.36)$$

для ступени с рабочими лопатками без бандаж и прикрытыми статором (рис. 3.26, б)

$$\delta_3 = 0,75 \delta_r; \quad (3.37)$$

для ступени с рабочими лопатками без бандаж и неприкрытыми статором (рис. 3.26, в)

$$\delta_3 = 0,75 t_{\Pi} \sin \beta_{1\Pi}^{\text{СК}}. \quad (3.38)$$

Здесь $\beta_{1\Pi}^{\text{СК}}$ — скелетный угол входной кромки профиля у периферии; z — число гребней в надбандажном уплотнении.

Коэффициент расхода для открытых осевых зазоров μ_a в (3.36) может изменяться в широких пределах в зависимости от соотношения размера перекрыши и расстояния между входной кромкой рабочих лопаток и диафрагмой. Надежных данных по значению этого коэффициента расхода к настоящему времени нет, поэтому приближенно принимают $\mu_a \approx 0,5$. Коэффициент расхода для радиальных зазоров в (3.36) можно определить по рис. 3.24.

Для реактивных ступеней со степенью реактивности $\rho_{\text{ср}} = 0,5$ и ротором барабанного типа (рис. 3.27) потери от протечки в зазорах между сопловыми лопатками и ротором и в зазорах между рабочими лопатками и статором подсчитывают по объединенной формуле, которую можно получить,

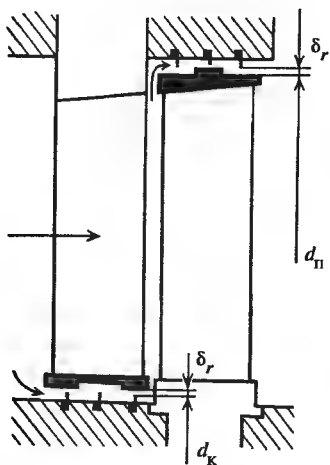


Рис. 3.27. Зазоры в проточной части реактивной ступени с ротором барабанного типа

применяя уравнение (3.34) для потерь от протечек помимо сопловой и рабочей решеток. После преобразований, аналогичных примененным при выводе (3.35), получим следующую расчетную формулу для потерь от утечек в реактивной ступени:

$$\xi_y = 2 \frac{\pi d \delta_3}{F_1} \sqrt{1 + 1,8 \frac{l}{d}} \eta_{0,1}. \quad (3.39)$$

Здесь размер эквивалентного зазора для ступеней с сопловыми и рабочими лопатками с бандажми находят по (3.36), а для ступеней с лопатками без бандаж — по (3.37).

Влияние отношения скоростей u/c_{ϕ} на потери от утечек пара в ступени из приведенных формул в явном виде не обнаруживается. Однако утечки поверх рабочих лопаток зависят от степени реактивности ступени, которая в активных ступенях увеличивается при возрастании u/c_{ϕ} . Таким образом, в ступени активного типа заданных геометрических размеров потери от утечек поверх рабочих лопаток увеличиваются при увеличении отношения скоростей u/c_{ϕ} . В реактивных ступенях эта зависимость выражена слабо.

Потери от влажности пара. Потери от влажности возникают в ступенях турбины, через которые течет влажный пар. Для конденсационных турбин тепловых электростанций — это последние ступени, для турбин атомных электростанций, работающих на насыщенном или слабоперегретом паре, — это практически все ступени турбины.

Влажный пар в отличие от перегретого является двухфазной средой, т.е. в сухом насыщенном паре (газовая фаза) взвешены частицы влаги (жидкая фаза). Течение влажного пара в турбинной ступени сопровождается рядом явлений, которые не наблюдаются при течении перегретого пара. В сопловой и рабочей решетках относительно крупные частицы влаги движутся с отставанием от паровой фазы, скорость капель влаги существенно меньше скорости пара. Отношение скорости капель влаги к скорости пара $c_{1\text{вл}}/c_1$ называется *коэффициентом скольжения*. Для потока в турбинной ступени при течении влажного пара можно построить треугольники скоростей как для паровой фазы, так и для капель влаги (рис. 3.28). Так как скорость капель влаги на выходе из сопловой решетки в абсолютном движении мала, относительная скорость капель на входе в рабочие лопатки направлена под большим углом к входной кромке рабочей лопатки и относительно большая по значению. При ударе капель влаги о входную кромку лопатки со стороны ее спинки создается тормозной момент на роторе и,

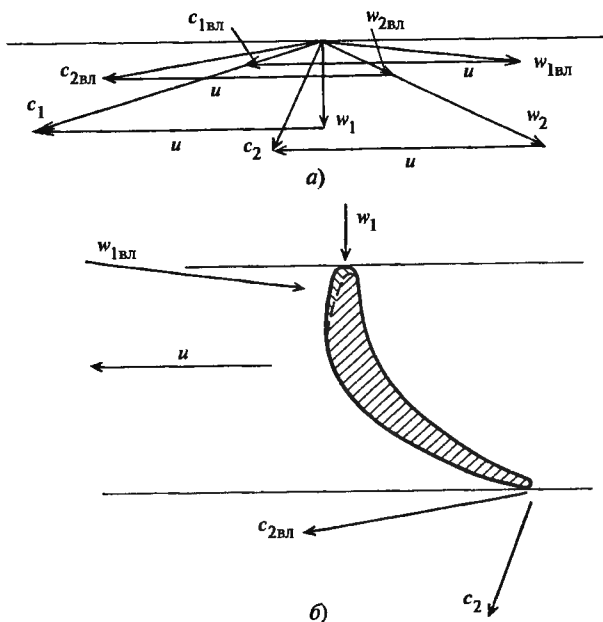


Рис. 3.28. Взаимодействие частиц влаги с рабочими лопатками:

a — треугольники скоростей для пара (c_1, w_1) и капле́ль влаги ($c_{1вл}, w_{1вл}$); *б* — направле́ние потоков пара (w_1, c_2) и капле́ль влаги ($w_{1вл}, c_{2вл}$) относительно профиля рабочей лопатки

следовательно, возникают потери энергии в ступени. При ударе капле́ль влаги о входную кромку в материале лопаток возникает разрушение, называемое *эрозионным износом* (см. § 4.4).

Наряду с ударным воздействием капле́ль влаги при тече́нии влажного пара в турбинной ступени можно отметить следующие явления.

1. При расшире́нии пара от перегретого состояния вблизи линии насыщения ($x = 1,0$) возможно явление его переохлажде́ния. Расшире́ние пара с переохлажде́нием характеризуется тем, что в нем не возникают капли влаги, нет конденса́ции, которая должна бы возникнуть, если рассматривать этот процесс расшире́ния в равновесной *h, s*-диаграмме. Переохлажде́нный пар находится в неустойчивом, так называемом метастабильном состоянии, когда температура пара ниже температуры насыщения для давления, при котором находится пар. При расшире́нии пара с переохлажде́нием располагаемый теплоперепад для потока в решетке ниже, чем при равновесном расшире́нии пара с образова́нием влаги. Это сравнение проводится для одинаковых давлений перед и за решеткой. Относительная разность теплоперепадов при равновесном расшире́нии и при расшире́нии с переохлажде́нием $(H_0 - H_0^п)/H_0$ называется *коэффициентом потерь от переохлажде́ния*

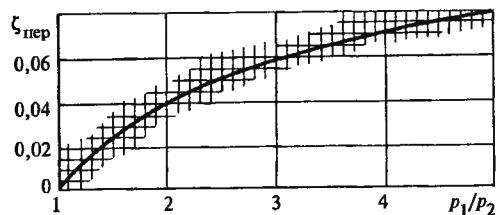


Рис. 3.29. Коэффициент потерь от переохлажде́ния в зависимости от степени расшире́ния

$\zeta_{пер}$; значения $\zeta_{пер}$ в зависимости от степени расшире́ния потока представлены на рис. 3.29.

2. При некотором предельном переохлажде́нии пар из метастабильного состояния переходит в равновесное с конденса́цией части пара и образова́нием мелкодисперсной влаги. В режимах, когда число *М* потока близко к единице, наблюдается появление адиабатных скачков уплотне́ния, которые могут быть как стационарными, так и нестационарными. Нестационарные, перемещающиеся вверх и вниз по потоку адиабатные скачки уплотне́ния могут представлять опасность с точки зрения вибрационной надежности лопаточного аппарата.

3. В результате оседания капле́ль влаги на поверхностях лопаток и на торцевых стенках канала решетки образуется жидкая пленка, которая, взаимодействуя с пограничным слоем парового потока, повышает потери энергии в потоке. Жидкая пленка, стекая с выходных кромок лопаток, дробится и генерирует таким образом крупные капли (крупнодисперсную влагу). Капли жидкости срываются также с поверхности пленки.

4. В каналах решеток капли могут увеличиваться в размерах за счет конденса́ции пара, дробиться под действием аэродинамических сил потока и из-за соударе́ний, испаряться и коагулировать.

5. Трасектории движе́ния капле́ль влаги в канале решетки зависят от их крупности. Мелкие капли влаги ($d < 1 \dots 5$ мкм) в потоке следуют линиям тока паровой фазы (мелкодисперсная влага). Крупные капли движутся с отклонением от линий тока паровой фазы; это отклонение тем больше, чем крупнее капли. Очень крупные капли ($d > 50 \dots 100$ мкм) движутся, практически не отклоняясь под действием парового потока.

Перечисленные особенности не исчерпывают всего многообразия явлений при тече́нии влажного пара.

Для турбинной ступени характерна неравномерность распределе́ния влажности как по шагу, так и по высоте лопаток (рис. 3.30). Увеличение степени влажности от корня к вершине лопатки связано с воздействием центробежных сил на частицы влаги как в каналах сопловой и рабочей решеток, так и в меж-

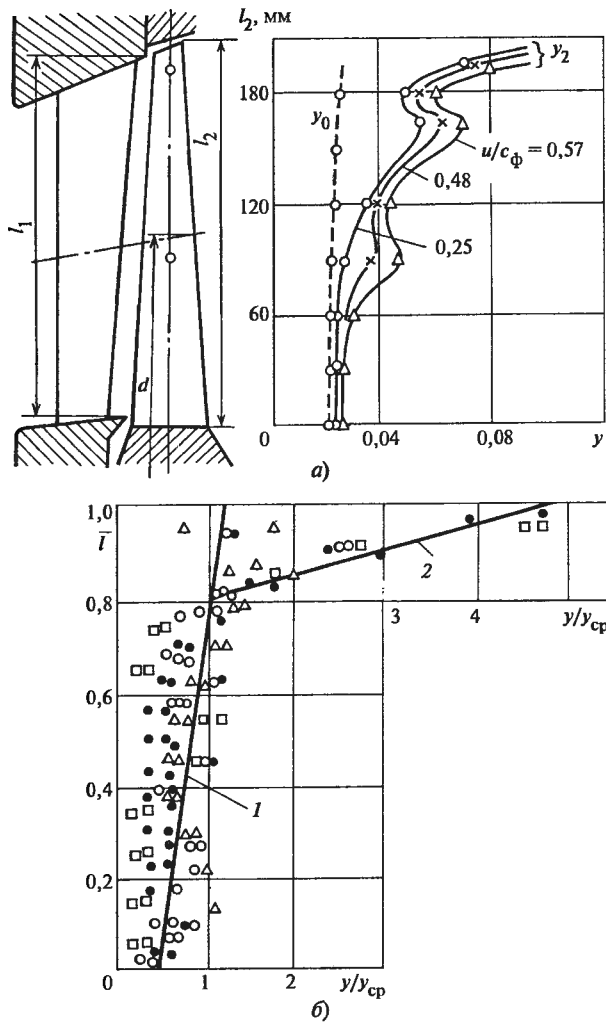


Рис. 3.30. Распределение влажности по высоте лопаток ступени:

a — ступень с $d/l_2 = 2,75$; b — обобщение опытов различных организаций; 1 — ступени без влагоудаления; 2 — ступени с периферийным влагоудалением (для участка $\bar{l}_2 > 0,8$); y_{cp} — средняя влажность за рабочими лопатками

венцовых зазорах. Как показывают опыты, распределение влажности по высоте лопаток зависит от отношения скоростей u/c_ϕ . При увеличении этого отношения возрастает и степень влажности y периферии.

Потери энергии от влажности в турбинной ступени включают следующие основные составляющие: 1) потери от удара капель влаги со стороны спинки рабочих лопаток как результат тормозящего действия частиц влаги на вращающийся ротор; 2) потери от переохлаждения пара; 3) потери от разгона капель влаги паровым потоком; 4) потери в пограничном слое, связанные с образованием жидкой пленки на поверхностях проточной части; 5) потери от увеличе-

ния размеров кромочного следа за счет дробления пленки при сходе ее с выходной кромки лопаток.

Сложность явлений при течении влажного пара не позволяет разработать методику точного расчета потерь энергии от влажности пара. Основными факторами, влияющими на потери от влажности в ступени, являются влажности перед ступенью y_0 и за ступенью y_2 , отношение скоростей u/c_ϕ , а также дисперсность влаги. Перечисленные факторы учитываются следующей полуэмпирической формулой расчета потерь от влажности, разработанной в МЭИ:

$$\xi_{вл} = 2 \frac{u}{c_\phi} [0,9y_0 + 0,35(y_2 - y_0)]. \quad (3.40)$$

В этой формуле первым членом учитываются потери от крупнодисперсной влаги, которая образовалась в предшествующей ступени и определяется влажностью перед рассчитываемой ступенью y_0 ; вторым членом учитываются потери от мелкодисперсной влаги, образовавшейся в рассчитываемой ступени и равной разности влажностей за и перед ступенью $y_2 - y_0$. Коэффициенты 0,9 и 0,35 перед этими членами показывают, что вклад крупнодисперсной влаги в потери энергии значительно больше вклада мелкодисперсной влаги. Формула (3.40) может быть использована при расчете ступеней, работающих в области невысоких давлений.

В практике расчетов широко используется также приближенная формула оценки потерь от влажности:

$$\xi_{вл} = a \frac{y_0 + y_2}{2}. \quad (3.41)$$

Как показывают опыты, коэффициент a в этой формуле изменяется в широких пределах — от 0,4 до 1,4 и более в зависимости от конструкции, параметров и условий работы ступени. Для предварительных расчетов коэффициент a принимают равным 0,8—0,9.

Процесс расширения пара в h, s -диаграмме для турбинной ступени с учетом дополнительных потерь. Рассмотренные в этом параграфе относительные потери энергии в ступени от трения диска, от парциального подвода пара, от утечек и от влажности пара необходимо учитывать при построении процесса расширения пара в h, s -диаграмме для турбинной ступени. При определении состояния пара за ступенью с учетом перечисленных потерь необходимо, используя коэффициенты относительных потерь $\xi_{тр}$, $\xi_{п}$, ξ_y , $\xi_{вл}$, вычислить абсолютные потери энергии для 1 кг пара $\Delta H_{тр}$, $\Delta H_{п}$, ΔH_y , $\Delta H_{вл}$ по следующим формулам:

потери от трения

$$\Delta H_{тр} = \xi_{тр} E_0; \quad (3.42)$$

потери от парциальности

$$\Delta H_{\Pi} = \xi_{\Pi} E_0; \quad (3.43)$$

потери от утечек

$$\Delta H_y = \xi_y E_0; \quad (3.44)$$

потери от влажности

$$\Delta H_{\text{вл}} = \xi_{\text{вл}} E_0. \quad (3.45)$$

Потери механической энергии потока от трения диска переходят в теплоту, которая подводится к потоку в камере за ступенью, повышая энтальпию пара. Аналогично потери от парциальности и от влажности пара также переходят в теплоту, которая передается потоку при пониженном давлении. Механизм повышения энтальпии пара за ступенью за счет утечек пара связан со смещением потока протечки с основным потоком, проходящим через лопатки ступени. Энтальпия пара утечек за ступенью равна энтальпии пара основного потока перед ступенью, так как процесс в уплотнениях аналогичен процессу дросселирования. Поэтому в результате смещения протечки с основным потоком за ступенью энтальпия пара за ступенью увеличивается на ΔH_y . Таким образом, теплота потерь $\Delta H_{\text{тр}}$, ΔH_{Π} , ΔH_y , $\Delta H_{\text{вл}}$ сообщается потоку пара за ступенью, повышая его энтальпию. Значения $\Delta H_{\text{тр}}$, ΔH_{Π} , ΔH_y , $\Delta H_{\text{вл}}$ при построении процесса расширения пара в ступени откладываются в h, s -диаграмме на изобаре p_2 (рис. 3.31). Для промежуточной ступени, когда используется энергия выходной скорости в последующей ступени, потери энергии с выходной скоростью $(1 - \kappa_{\text{в.с}})c_2^2/2$ и используемая в последующей ступени доля энергии с выходной скоростью $\kappa_{\text{в.с}}c_2^2/2$ откладываются вдоль изобары p_2 в последнюю очередь, как показано на рис. 3.31.

Следует заметить, что не все виды дополнительных потерь возникают в каждой ступени. В первых ступенях турбин, работающих на перегретом паре, нет потерь от влажности. Потери от парциальности, естественно, возникают только в ступенях, где $e < 1,0$. Потери от трения и от утечек вдоль проточной части от ступени к ступени уменьшаются и в последних ступенях конденсационных турбин становятся весьма малыми.

Как указывалось, все виды дополнительных потерь энергии в той или иной степени зависят от отношения скоростей $u/c_{\text{ф}}$, причем оптимальное отношение скоростей $(u/c_{\text{ф}})_{\text{опт}}$ уменьшается за счет дополнительных потерь. Это обстоятельство необходимо учитывать при выборе расчетного отноше-

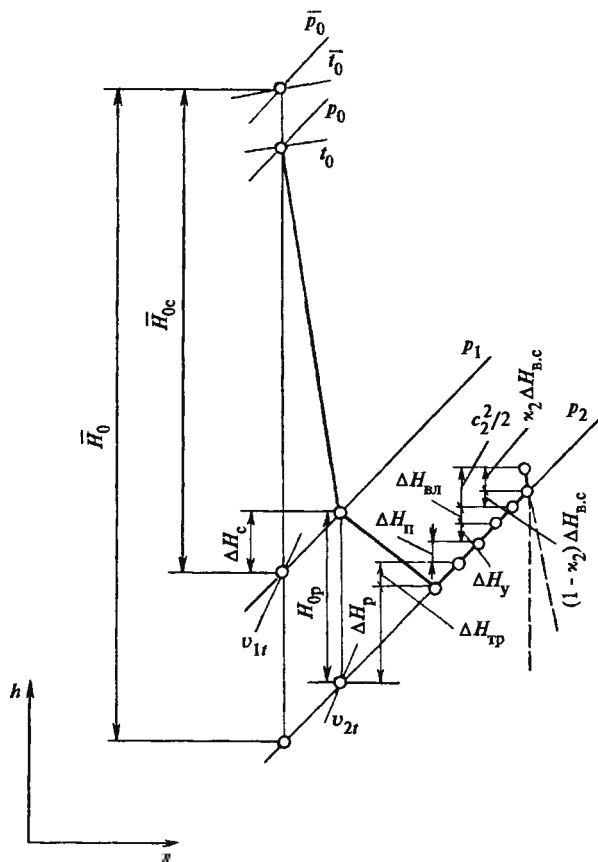


Рис. 3.31. Процесс расширения пара в h, s -диаграмме для ступени с учетом всех потерь энергии (штриховые линии — начало процесса в следующей ступени)

ния скоростей ступени, в особенности когда дополнительные потери в ступени существенны.

3.3. ПРИМЕР РАСЧЕТА ОДНОВЕНЕЧНОЙ СТУПЕНИ

Требуется рассчитать промежуточную ступень активного типа турбины по следующим данным: расход пара $G = 147$ кг/с; давление пара перед ступенью $p_0 = 6,27$ МПа; температура пара перед ступенью $t_0 = 471$ °С; скорость пара на входе в ступень $c_0 = 58$ м/с; давление пара за ступенью $p_2 = 5,5$ МПа; частота вращения $n = 50$ с⁻¹; средний диаметр $d = 0,922$ м; диаметр диафрагменного уплотнения $d_y = 0,40$ м; зазор в диафрагменном уплотнении $\delta_y = 0,6$ мм; эквивалентный зазор в уплотнении по бандажу $\delta_3 = 0,6$ мм.

Перечисленные исходные данные обычно известны при детальном расчете проточной части ступеней турбины. Результаты расчета представлены в табл. 3.2. Тепловой расчет ступени турбины сопровождается построени-

Таблица 3.2. Результаты расчета одиовенечной ступени

Показатель	Формула или источник	Значение
Расход пара G , кг/с	Исходные данные	147
Средний диаметр d , м	То же	0,922
Частота вращения n , с ⁻¹	» »	50
Окружная скорость на среднем диаметре u , м/с	$u = \pi d n$	144,9
Давление пара перед ступенью p_0 , МПа	Исходные данные	6,27
Температура пара перед ступенью t_0 , °С	То же	471
Энтальпия пара перед ступенью h_0 , кДж/кг	h, s -диаграмма	3349
Скорость пара на входе в ступень c_0 , м/с	Исходные данные	58
Давление торможения перед ступенью $\bar{p}_0$, МПа	$\bar{p}_0 = p_0 + \frac{1}{v_0} \frac{c_0^2}{2}$	6,30
Давление за ступенью p_2 , МПа	Исходные данные	5,50
Изэнтропийный теплоперспад ступени по параметрам торможения $\bar{H}_0$, кДж/кг	h, s -диаграмма	42,48
Отношение скоростей u/c_ϕ	$u/c_\phi = u/\sqrt{2\bar{H}_0}$	0,493
Степень реактивности ρ	Принимаем	0,10
Изэнтропийный теплоперспад в сопловой решетке $\bar{H}_{0c}$, кДж/кг	$\bar{H}_{0c} = (1 - \rho)\bar{H}_0$	38,23
Изэнтропийный теплоперспад в рабочей решетке H_{0p} , кДж/кг	$H_{0p} = \rho\bar{H}_0$	4,25
Давление за сопловой решеткой p_1 , МПа	h, s -диаграмма	5,58
Удельный объем за сопловой решеткой (теоретический) v_{1t} , м ³ /кг	То же	0,0564
Удельный объем за рабочей решеткой (теоретический) v_{2t} , м ³ /кг	» »	0,0571
Теоретическая скорость выхода из сопловых лопаток c_{1t} , м/с	$c_{1t} = \sqrt{2\bar{H}_{0c}}$	277
Выходная площадь сопловой решетки (предварительная) F'_1 , м ² , при $\mu'_1 = 0,97$	$F'_1 = \frac{G v_{1t}}{\mu'_1 c_{1t}}$	0,0308
Угол α_1 направления скорости c_1 , град	Принимаем	13
Высота сопловых лопаток (предварительная) l'_1 , м	$l'_1 = \frac{F'_1}{\pi d \sin \alpha_1}$	$47,5 \cdot 10^{-3}$
Размер хорды профиля сопловой решетки b_1 , м	Принимаем	$80 \cdot 10^{-3}$
Коэффициент расхода сопловой решетки μ_1	По рис. 3.4	0,975
Выходная площадь сопловой решетки F_1 , м ²	$F_1 = \frac{G v_{1t}}{\mu_1 c_{1t}}$	0,0306
Высота сопловых лопаток l_1 , м	$l_1 = \frac{F}{\pi d \sin \alpha_1}$	$47,2 \cdot 10^{-3}$
Коэффициент скорости сопловой решетки ϕ	По рис. 2.36	0,965
Скорость выхода пара из сопловой решетки c_1 , м/с	$c_1 = \phi c_{1t}$	267
Относительная скорость пара на входе в рабочую решетку w_1 , м/с	$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1}$	130
Угол β_1 направления относительной скорости w_1	$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}}$	$27^\circ 40'$

Показатель	Формула или источник	Значение
Теоретическая скорость выхода из рабочей решетки w_{2t} , м/с	$w_{2t} = \sqrt{2H_{0p} + w_1^2}$	159,5
Высота рабочих лопаток l_2 , м	$l_2 = l_1 + \Delta$	$50,7 \cdot 10^{-3}$
Размер хорды профиля рабочих лопаток b_2 , м	Принимаем	$50 \cdot 10^{-3}$
Коэффициент расхода рабочей решетки μ_2	По рис. 3.4	0,95
Выходная площадь рабочей решетки F_2 , м ²	$F_2 = \frac{Gv_{2t}}{\mu_2 w_{2t}}$	0,0554
Угол β_2 направления скорости w_2	$\sin \beta_2 = \frac{F_2}{\pi d l_2}$	$21^\circ 40'$
Коэффициент скорости рабочей решетки ψ	По рис. 2.36	0,942
Относительная скорость на выходе из рабочих лопаток w_2 , м/с	$w_2 = \psi w_{2t}$	150
Абсолютная скорость на выходе из рабочих лопаток c_2 , м/с	$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2}$	57
Угол α_2 направления скорости c_2	$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - \frac{u}{w_2}}$	$95^\circ 53'$
Число M_{1t} по скорости c_{1t}	$M_{1t} = c_{1t} / a_1$	0,45
Число M_{2t} по скорости w_{2t}	$M_{2t} = w_{2t} / a_2$	0,25
Потери в сопловой решетке ΔH_c , кДж/кг	$\Delta H_c = (1 - \varphi^2) c_{1t}^2 / 2$	2,64
Потери в рабочей решетке ΔH_p , кДж/кг	$\Delta H_p = (1 - \psi^2) w_{2t}^2 / 2$	1,42
Энергия выходной скорости $\Delta H_{в.с}$, кДж/кг	$\Delta H_{в.с} = c_2^2 / 2$	1,63
Располагаемая энергия ступени E_0 , кДж/кг	$E_0 = \bar{H}_0 - \kappa_{в.с} \Delta H_{в.с}$	40,85
Относительный лопаточный КПД $\eta_{о.л}$:		
а) по формуле (2.48)	$\eta_{о.л} = \frac{u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2)}{E_0}$	0,902
б) по формуле (2.49)	$\eta_{о.л} = \frac{E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p}{E_0}$	0,901
Относительные потери от утечек через диафрагменное уплотнение ξ_y^a	$\xi_y^a = \frac{\mu_y \pi d_y k_y \eta_{о.л}}{\mu_1 F_1 \sqrt{z}}$	0,0098
Относительные потери от утечек через бандажные уплотнения ξ_y^6	$\xi_y^6 = \frac{\pi d_n \delta_y \eta_{о.л}}{F_1} \sqrt{\rho_{ср} + 1,8l/d}$	0,0235
Абсолютные потери от утечек через уплотнения ступени ΔH_y , кДж/кг	$\Delta H_y = (\xi_y^a + \xi_y^6) E_0$	1,35
Относительные потери от трения $\xi_{тр}$	$\xi_{тр} = \frac{k_{тр} d}{\pi e l_1 \sin \alpha_1} \left(\frac{u}{c_\phi} \right)^3$	0,015
Абсолютные потери от трения $\Delta H_{тр}$, кДж/кг	$\Delta H_{тр} = \xi_{тр} E_0$	0,61
Использованный теплоперепад ступени H_i , кДж/кг	$H_i = E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - (1 - \kappa_2) \Delta H_{в.с} - \Delta H_y - \Delta H_{тр}$	34,83
Внутренний относительный КПД ступени η_{oi}	$\eta_{oi} = H_i / E_0$	0,855
Внутренняя мощность ступени N_i , кВт	$N_i = G H_i$	5130

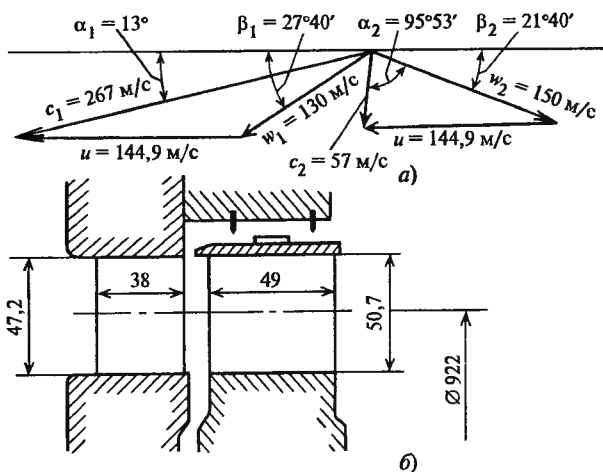


Рис. 3.32. К примеру расчета одновенечной ступени:
а — треугольники скоростей; б — проточная часть ступени

ем процесса в h, s -диаграмме (рис. 3.31) и вычерчиванием в масштабе треугольников скоростей (рис. 3.32).

При расчете ступени в соответствии с рекомендациями § 2.4 степень реактивности принята равной 0,10. При определении выходной площади сопловой решетки предварительно принят коэффициент расхода $\mu'_1 = 0,97$. После определения приближенного значения высоты сопловых лопаток $l'_1 = 47,5$ мм и с учетом размера хорды соплового профиля $b_1 = 80$ мм произведено уточнение коэффициента расхода по данным рис. 3.4. Затем уточнены выходная площадь сопловой решетки и высота ее лопаток.

Коэффициенты скорости ϕ и ψ определены по обобщенным данным, представленным на рис. 2.36. Перекрышка при определении высоты рабочей лопатки принята $\Delta = 3,5$ мм.

Так как рассчитывается промежуточная ступень, принято, что энергия выходной скорости используется в следующей ступени, т.е. $\kappa_{в.с.} = 1,0$. Коэффициент полезного действия $\eta_{ол}$ определялся двумя способами — по формуле (2.48) с использованием проекций скоростей из треугольников и по формуле (2.49) с использованием численных значений потерь энергии в сопловой и рабочей решетках. Значения КПД, полученные двумя способами, в пределах точности расчета совпадают.

По значениям M_{1t} и α_{1s} из атласа профилей выбран сопловой профиль С-90-12А. По характеристикам решетки принят относительный шаг $\bar{t}_1 = 0,788$ и найдено число сопловых лопаток в решетке

$$z_1 = \frac{\pi d}{b_1 \bar{t}_1} = 46.$$

По значениям M_{2t} , β_{2s} и β_1 из атласа профилей выбран профиль рабочей лопатки Р-30-21А. По характери-

стикам решетки принят относительный шаг $\bar{t}_2 = 0,622$ и определено число лопаток в рабочей решетке

$$z_2 = \frac{\pi d}{b_2 \bar{t}_2} = 93.$$

Следует заметить, что число сопловых лопаток выбирают четным, так как диафрагма, в которой располагаются сопла, состоит из двух половин.

3.4. ПРИМЕР РАСЧЕТА ДВУХВЕНЕЧНОЙ СТУПЕНИ

Требуется рассчитать двухвенечную регулируемую ступень по следующим данным: давление перед соплами ступени $p_0 = 12,0$ МПа; температура пара перед ступенью $t_0 = 540$ °С; располагаемый теплоперепад ступени $H_0 = 164,5$ кДж/кг; расход пара $G = 57$ кг/с; частота вращения $n = 50$ с⁻¹; эквивалентный зазор в уплотнении по бандажу $\delta_3 = 0,6$ мм; средний диаметр ступени $d = 0,95$ м.

Порядок и результаты расчета ступени представлены в табл. 3.3.

Исходные данные расчета — теплоперепад и средний диаметр ступени — выбраны исходя из конструктивных соображений и вариантных проработок турбины; при этом использована зависимость

$$H_0 = \frac{1}{2} \frac{(\pi d n)^2}{(u/c_\phi)^2},$$

где отношение скоростей u/c_ϕ принято равным 0,26.

Располагаемые теплоперепады в решетках ступени определены по принятым значениям степени реактивности в рабочей решетке первого ряда, направляющей и рабочей решетках второго ряда соответственно $\rho = 0,02$, $\rho_n = 0,04$ и $\rho' = 0,04$ (строка 8 в табл. 3.3):

$$H_{0с} = (1 - \rho - \rho_n - \rho') H_0 = 148,05 \text{ кДж/кг};$$

$$H_{0р} = \rho H_0 = 3,29 \text{ кДж/кг};$$

$$H_{0н} = \rho_n H_0 = 6,58 \text{ кДж/кг};$$

$$H'_{0р} = \rho' H_0 = 6,58 \text{ кДж/кг}.$$

По этим теплоперепадам с помощью h, s -диаграммы (см. рис. 2.19) найдены давления: за сопловой решеткой $p_1 = 7,4$ МПа; за рабочей решеткой первого ряда $p_2 = 7,32$ МПа; за направляющей решеткой $p'_1 = 7,16$ МПа; за рабочей решеткой второго ряда $p'_2 = 7,00$ МПа.

Теоретическая скорость на выходе из сопловой решетки $c_{1t} = \sqrt{2H_{0с}} = 543$ м/с.

Удельный объем за сопловой решеткой из h, s -диаграммы $v_{1t} = 0,0415$ м³/кг (см. рис. 2.19).

Таблица 3.3. Результаты расчета двухвенечной ступени

№ п/п	Показатель	Решетка				Примечание
		сопловая	рабочая первого ряда	направляющая	рабочая второго ряда	
1	Расход G , кг/с	57,0				
2	Начальное давление p_0 , МПа	12,0				
3	Начальная температура t_0 , °C	540				
4	Средний диаметр d , м	0,95				
5	Окружная скорость u , м/с	149				
6	Отношение скоростей u/c_ϕ	0,26				
7	Располагаемый теплоперепад ступени H_0 , кДж/кг	164,5				
8	Степень реактивности ρ	—	0,02	0,04	0,04	Принято по оценке
9	Располагаемые теплоперепады решеток $H_{0c}, H_{0p}, H_{0n}, H'_{0p}$, кДж/кг	148,05	3,29	6,58	6,58	
10	Давления за решетками p_1, p_2, p'_1, p'_2 , МПа	7,4	7,32	7,16	7,00	По h, s -диаграмм
11	Теоретические скорости на выходе $c_{1t}, w_{2t}, c'_{1t}, w'_{2t}$, м/с	543	391	252,5	165,5	По h, s -диаграмм
12	Удельные объемы пара за решеткой $v_{1t}, v_{2t}, v'_{1t}, v'_{2t}$, м ³ /кг	0,0415	0,0425	0,0438	0,0446	
13	Число М	0,89	0,64	0,414	0,271	По рис. 3.4
14	Коэффициент расхода μ	0,975	0,925	0,945	0,955	
15	Выходные площади F_1, F_2, F_n, F'_2 , 10 ³ м ²	4,46	6,70	10,45	16,02	
16	Эффективные углы выхода потока $\alpha_{1s}, \beta_{2s}, \alpha'_{1s}, \beta'_{2s}$	12°	16° 15'	23° 10'	33° 10'	Выбраны по атласу профилей
17	Углы входа потока $\alpha_0, \beta_1, \alpha_2, \beta'_1$	90°	17° 40'	27°	53° 45'	
18	Тип профиля в решетке	C-90-12Б	P-23-14А	P-30-21А	P-46-29А	
19	Степень парциальности $e_{\text{опт}}$	0,266				По формуле (3.25а)
20	Выходная высота лопаток l_1, l_2, l_n, l'_2 , 10 ⁻³ м	27	30	33,5	37	Принято по условиям прочности
21	Хорды профиля b_1, b_2, b_n, b'_2 , 10 ³ м	50	50	40	50	
22	Относительные шаги $\bar{t}_1, \bar{t}_2, \bar{t}_n, \bar{t}'_2$	0,794	0,65	0,637	0,542	
23	Число лопаток z_1, z_2, z_n, z'_2	20	92	33	110	20 сопловых каналов
24	Коэффициенты скорости $\phi, \psi, \psi_n, \psi'$	0,965	0,931	0,941	0,951	По рис. 2.36
25	Скорости на выходе потока c_1, w_2, c'_1, w'_2 , м/с	524	364	237	157	
26	Скорости на входе в решетку c_0, w_1, c_2, w'_1 , м/с	0	381	225	120	
27	Потери энергии в решетке $\Delta H_c, \Delta H_p, \Delta H_n, \Delta H'_p$, кДж/кг	10,36	10,30	3,66	1,32	
28	Потери с выходной скоростью $\Delta H_{в.с}$, кДж/кг	3,81				
29	Относительный лопаточный КПД $\eta_{ол}$	0,822				
30	Потери от трения диска $\xi_{тр}$	0,02				
31	Потери от утечек ξ_y^6	0,092				
32	Потери от парциальности $\xi_\pi = \xi_\psi + \xi_{сегм}$	0,018 + 0,063 = 0,081				
33	Относительный внутренний КПД η_{oi}	0,632				
34	Использованный теплоперепад ступени H_i , кДж/кг	104				
35	Внутренняя мощность ступени N_i , кВт	5930				

Число $M_{1t} = c_{1t}/a_1$ определено по отношению давлений $\epsilon_1 = p_1/\bar{p}_0 = 0,617$ с помощью таблиц газодинамических функций для перегретого пара: $M_{1t} = 0,89$.

Так как режим течения в сопловой решетке дозвуковой, проходная площадь ее горловых сечений

$$F_1 = \frac{Gv_{1t}}{\mu_1 c_{1t}} = 0,00446 \text{ м}^2.$$

Принимаем угол выхода потока из сопловой решетки $\alpha_1 = 12^\circ$. По этому углу и числу $M_{1t} = 0,89$ из атласа профилей выбираем тип профиля сопловой решетки С-90-12Б, рассчитанный на околосзвуковые скорости $M_{1t} = 0,85 \dots 1,15$. Далее определяем произведение el_1

$$el_1 = \frac{F_1}{\pi d \sin \alpha_1} = 0,00718 \text{ м}$$

и оцениваем оптимальную степень парциальности по формуле (3.25а):

$$e_{\text{опт}} = (0,29 \dots 0,34) \sqrt{el_1} = 0,266.$$

Высота сопловых лопаток $l_1 = el_1/e_{\text{опт}} = 27 \text{ мм}$.

Размер хорды профиля сопловой решетки выбран по условиям прочности: $b_1 = 50 \text{ мм}$. Тогда число сопловых лопаток

$$z_1 = \pi de/b_1 \bar{l}_1 = 20,$$

где относительный шаг $\bar{l}_1$ принят близким к оптимальному: по характеристикам решетки С-90-12Б из атласа профилей $\bar{l}_1 = 0,794$. По $\bar{l}_1$ и $\alpha_1 \approx \alpha_{13}$ также с помощью атласа находим угол установки профиля в решетке:

$$\alpha_y = 32^\circ 35'.$$

Коэффициент скорости сопловой решетки определяем по обобщенным кривым (см. рис. 2.36): $\varphi = 0,965$. Уточ-

нение значения коэффициента скорости при необходимости можно произвести с помощью атласа профилей по коэффициентам потерь энергии профиля С-90-12Б.

Далее построен треугольник скоростей на входе в рабочую решетку: откладывается вектор скорости на выходе из сопловой решетки $c_1 = \varphi c_{1t} = 524 \text{ м/с}$ под углом $\alpha_1 = 12^\circ$ к направлению окружной скорости $u = \pi d n = 149 \text{ м/с}$ (рис. 3.33). Из этого треугольника: относительная скорость на входе в рабочую решетку первого ряда $w_1 = 381 \text{ м/с}$ и угол направления этой скорости $\beta_1 = 17^\circ 40'$ (см. формулы в примере расчета одновенечной ступени).

Затем переходим к определению характеристик рабочей решетки. Вначале на h, s -диаграмме откладываем потерю энергии в сопловой решетке $\Delta H_c = (1 - \varphi^2) H_{0c} = 10,36 \text{ кДж/кг}$ и там же находим удельный объем за рабочей решеткой $v_{2t} = 0,0425 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Теоретическая относительная скорость на выходе из рабочей решетки первого ряда

$$w_{2t} = \sqrt{2H_{0p} + w_1^2} = 391 \text{ м/с}.$$

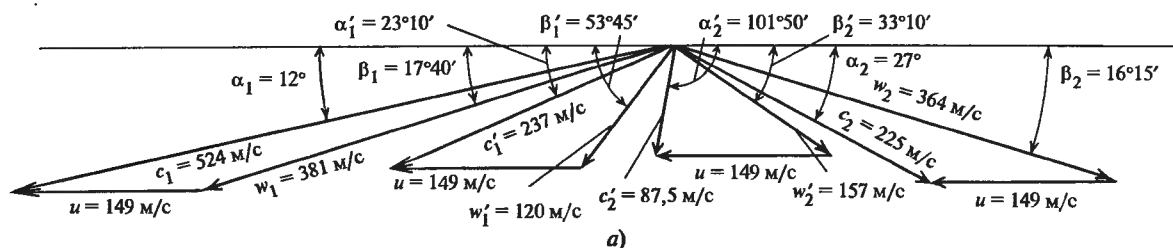
$$\text{Число } M_{2t} = \frac{w_{2t}}{a_2} \approx M_{1t} \frac{w_{2t}}{c_{1t}} = 0,64, \text{ так как } a_2 \approx a_1.$$

Проходная площадь горловых сечений рабочей решетки первого ряда

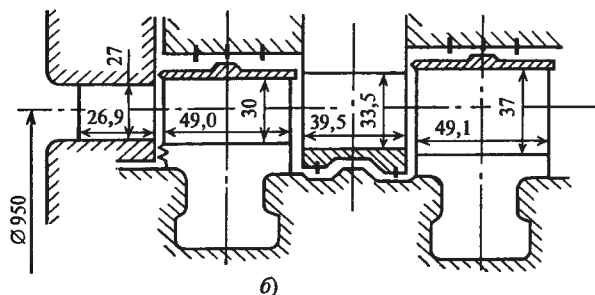
$$F_2 = \frac{Gw_{2t}}{\mu_2 v_{2t}} = 0,0067 \text{ м}^2.$$

Принята перекрыша рабочих лопаток первого ряда $\Delta = 3,0 \text{ мм}$. Тогда высота рабочих лопаток $l_2 = l_1 + \Delta = 30 \text{ мм}$ и угол выхода потока

$$\beta_2 = \arcsin \left[\frac{F_2}{\pi d e l_2} \right] = 16^\circ 15'.$$



а)



б)

Рис. 3.33. К примеру расчета двухвенечной ступени:
а — треугольники скоростей; б — проточная часть ступени

По углу β_2 и числу M_2 , выбран по атласу тип профиля рабочей решетки первого ряда Р-23-14А. Размер хорды профиля принят $b_2 = 50$ мм, относительный шаг $\bar{l}_2 = 0,65$.

Число лопаток в рабочей решетке первого ряда по всей окружности рабочего колеса

$$z_2 = \frac{\pi d}{b_2 \bar{l}_2} = 92.$$

Далее построен треугольник скоростей на выходе из рабочей решетки первого ряда: отложен вектор $w_2 = \psi w_{2t} = 364$ м/с под углом $\beta_2 = 16^\circ 15'$ к направлению, противоположному окружной скорости u (рис. 3.33). Из этого треугольника: вектор скорости $c_2 = 225$ м/с и угол $\alpha_2 = 27^\circ$.

Для определения характеристик направляющей решетки продолжим построение процесса в h, s -диаграмме. Откладываем потери энергии в рабочей решетке первого

ряда $\Delta H_p = (1 - \psi^2) \frac{w_{2t}^2}{2} = 10,30$ кДж/кг и определяем удельный объем на выходе из направляющей решетки $v'_{1t} = 0,0438$ м³/кг.

Теоретическая скорость на выходе из направляющей решетки $c'_{1t} = \sqrt{2H_{0n} + c_2^2} = 252,5$ м/с.

$$\text{Число } M'_{1t} = c'_{1t} / a'_1 \approx M_{1t} \frac{c'_{1t}}{c_{1t}} = 0,414.$$

Проходная площадь горловых сечений каналов направляющей решетки

$$F_n = \frac{G v'_{1t}}{\mu_n c'_{1t}} = 0,01045 \text{ м}^2.$$

Принимая перекрышу направляющих лопаток $\Delta = 3,5$ мм, определяем высоту направляющих лопаток $l_n = l_2 + \Delta = 33,5$ мм и угол выхода потока

$$\alpha'_1 = \arcsin \left[\frac{F_n}{\pi d e l_n} \right] = 23^\circ 10'.$$

По углу α'_1 и числу M'_{1t} , выбран по атласу тип профиля направляющей лопатки Р-30-21А. Размер хорды профиля направляющей лопатки принят равным 40 мм, относительный шаг $\bar{l}_n = 0,637$.

Число каналов направляющей решетки

$$z_n = \frac{\pi d e}{b'_1 \bar{l}_n} = 31.$$

Учитывая растекание потока за рабочей решеткой, а также изменение расположения струи пара за рабочими лопатками при изменении отношения скоростей u/c_ϕ в переменных режимах работы, принимаем число кана-

лов направляющей решетки увеличенным на два по сравнению с расчетным, т.е. $z_n = 33$.

Построение треугольников скоростей на входе и выходе из рабочей решетки второго ряда, а также определенные геометрических и аэродинамических характеристик этой решетки проведено аналогично рабочей решетке первого ряда. Все необходимые расчетные данные для этой решетки представлены в табл. 3.3 и на рис. 3.33. Проточная часть рассчитанной ступени с основными размерами решеток приведена на рис. 3.33.

Относительный лопаточный КПД $\eta_{o,л}$ определен двумя способами:

а) по балансу потерь

$$\eta_{o,л} = \frac{H_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_n - \Delta H'_p - \Delta H_{в.с}}{H_0} = 0,822;$$

б) с использованием проекций скоростей из треугольников

$$\eta_{o,л} = \frac{u[(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) + (c'_1 \cos \alpha'_1 + c'_2 \cos \alpha'_2)]}{H_0} = 0,825.$$

Оба значения КПД в пределах точности расчета совпадают.

Потери от трения диска

$$\xi_{тр} = \frac{k_{тр} d (u/c_\phi)^3}{\pi e l_1 \sin \alpha_1} = 0,02.$$

Потери от утечек в уплотнениях бандажа рабочей решетки

первого ряда составляют $\xi_y^6 = \frac{\pi d_n \delta_y}{F_1} \sqrt{\rho + 1,8 \frac{l}{d}} \eta_{o,л} = 0,092$ и приняты приближенно равными потерям от утечек в уплотнениях направляющей решетки и рабочей решетки второго ряда.

Составляющие потерь от парциальности: от вентиляции

$$\xi_v = \frac{k_v (1 - e - 0,5 e_{кож})}{e \sin \alpha_1} \left(\frac{u}{c_\phi} \right)^3 m = 0,0181;$$

сегментные

$$\xi_{сегм} = 0,25 \frac{B_2 l_2 + 0,6 B'_2 l'_2}{F_1} \frac{u}{c_\phi} \eta_{o,л} i = 0,063.$$

В этих формулах принято: часть дуги, занятая противовентиляционным кожухом, $e_{кож} = 0,6$; число пар концов сопловых сегментов $i = 2$.

Относительный внутренний КПД ступени $\eta_{oi} = \eta_{o,л} - \xi_{тр} - \xi_y^6 - \xi_{сегм} = 0,632$.

Использованный теплоперепад ступени $H_i = H_0 \eta_{oi} = 104$ кДж/кг.

Внутренняя мощность ступени $N_i = G H_i = 5930$ кВт.

3.5. СТУПЕНИ С ДЛИННЫМИ ЛОПАТКАМИ

До сих пор при рассмотрении процессов в ступени предполагалось, что параметры потока в зазорах между соплами и рабочими лопатками, перед и за ступенью неизменны вдоль радиуса, т.е. $p_1(r) = \text{const}$; $c_1(r) = \text{const}$; $\alpha_1(r) = \text{const}$ и т.д. Однако во всякой реальной ступени параметры потока вдоль радиуса изменяются. Эти изменения параметров сравнительно невелики в ступенях с $d/l = \theta$ более 10—13. Такие ступени называют *ступенями с относительно короткими лопатками* и при их расчете и профилировании изменением параметров по высоте лопатки пренебрегают. Ступени с $\theta < 10$ относятся к ступеням с длинными лопатками (ступени большой веерности). В этих ступенях параметры вдоль радиуса (по высоте лопатки) изменяются значительно, что приводит к необходимости учитывать эти изменения при профилировании лопаток. В ступенях с длинными лопатками профили сопловой и рабочей решеток вдоль радиуса изменяются вследствие изменения углов потока на входе в решетки и выходе из них, т.е. лопатки приходится «закручивать», чтобы обеспечить высокий КПД ступени.

Чтобы спрофилировать лопатки для ступеней большой веерности, необходимо знать зависимости изменения параметров вдоль радиуса в зазорах между решетками. Для этой цели получим дифференциальное уравнение, связывающее изменение давления в зазоре p_1 вдоль радиуса со скоростью потока c_1 . Рассмотрим ступень, в которой линии тока в потоке расположены на цилиндрических поверхностях, т.е. составляющие скорости вдоль радиуса c_r равны нулю. Кроме того, будем считать неизменными параметры потока в окружном направлении, т.е. поток в ступени будем считать осесимметричным. Для вывода дифференциального уравнения рассмотрим элемент потока, выделенный в зазоре двумя цилиндрическими поверхностями с радиусами r и $r + dr$, двумя меридиональными плоскостями, проходящими через ось ротора и составляющими между собой угол $d\varphi$, и двумя плоскостями, перпендикулярными оси ротора (рис. 3.34) и расположенными на расстоянии da . К выделенному элементу приложены силы давления: по цилиндрическим поверхностям $+p_1 r d\varphi da$ и $-(p_1 + dp_1)(r + dr)d\varphi da$, по меридиональным поверхностям $\left(p_1 + \frac{1}{2} dp_1\right) dr da$, а также инерционная сила от центростремительного ускорения выделенного элемента c_{1u}^2/r , равная

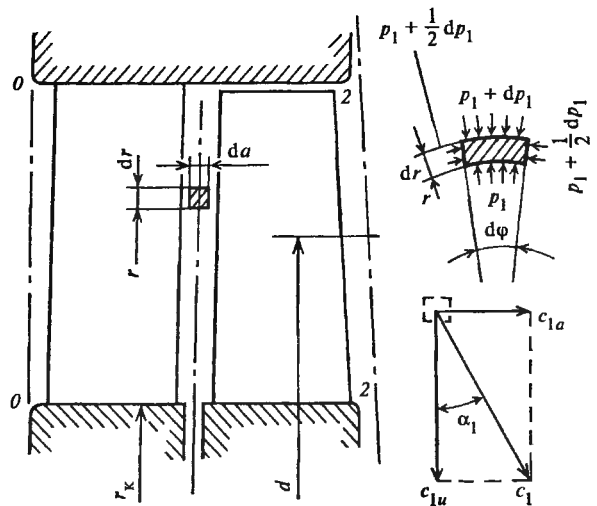


Рис. 3.34. К выводу дифференциального уравнения радиального равновесия для потока в зазоре между сопловыми и рабочими лопатками

$\frac{1}{v_2} r d\varphi dr da \frac{c_{1u}^2}{r}$. Здесь $c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1$ — окружная составляющая скорости c_1 .

Силы давления, приложенные к граням элемента, перпендикулярным оси ротора, взаимно уравновешиваются, так как в зазоре давление p_1 вдоль оси a постоянно. Уравнение равновесия всех перечисленных сил в проекциях на направление радиуса запишется в виде

$$p_1 r d\varphi da - (p_1 + dp_1)(r + dr) d\varphi da + 2p_1 dr da \sin \frac{d\varphi}{2} + \frac{1}{v_1} r d\varphi da dr \frac{c_{1u}^2}{r} = 0.$$

Заменив $\sin(d\varphi/2) \approx d\varphi/2$, после преобразования получим

$$\frac{dp_1}{dr} = \frac{1}{v_1} \frac{c_{1u}^2}{r}. \quad (3.46)$$

Это соотношение называется *уравнением радиального равновесия*.

Для ступени, у которой меридиональная составляющая скорости c_{1r} изменяется как по радиусу, так и вдоль оси a в пределах зазора, т.е. для ступени с осесимметричным потоком любого типа, уравнение радиального равновесия записывается в виде (вывод его см. в [15])

$$\frac{dp_1}{dr} = \frac{1}{v_1} \left(\frac{c_{1u}^2}{r} - c_{1a} \frac{\partial c_{1r}}{\partial a} - c_{1r} \frac{\partial c_{1r}}{\partial r} \right). \quad (3.47)$$

В этом уравнении в отличие от (3.46) кроме центростремительного ускорения присутствуют составляющие радиального ускорения выделенного элемента потока. Из дифференциального уравнения (3.47) следует, что уравнение (3.46), которое иногда называют упрощенным уравнением радиального равновесия, справедливо не только при условии $c_r = 0$, но и для ступеней, когда $c_r(r) = \text{const}$ в зазоре между сопловыми и рабочими лопатками.

В дальнейшем для простоты рассуждений будем рассматривать ступени, в которых справедливо уравнение упрощенного радиального равновесия (3.46). Следует заметить, что уравнения радиального равновесия для межвенцовых зазоров перед сопловыми и за рабочими лопатками записываются по аналогии с (3.46) в следующем виде:

$$\frac{dp_0}{dr} = \frac{1}{v_0} \frac{c_{0u}^2}{r}; \quad \frac{dp_2}{dr} = \frac{1}{v_2} \frac{c_{2u}^2}{r}.$$

Из уравнений радиального равновесия следует, что градиент статического давления вдоль радиуса зазора пропорционален квадрату окружной составляющей скорости и обратно пропорционален радиусу. Таким образом, если перед ступенью или за ней окружная составляющая скорости $c_{0u}(c_{2u})$ равна нулю, т.е. углы α_0 или α_2 равны 90° , то по высоте лопаток перед ступенью или за ней статическое давление не изменяется.

Далее проанализируем изменение основных параметров по высоте лопаток. Изменение энтальпии в зазоре между сопловыми и рабочими лопатками можно получить из уравнения сохранения энергии, записанного для этого зазора в предположении, что энтальпия полного торможения не изменяется по высоте лопаток:

$$h_0 = h_1 + \frac{c_1^2}{2} = \text{const}.$$

Продифференцировав это уравнение по r , получим

$$\frac{dh_0}{dr} = \frac{dh_1}{dr} + c_1 \frac{dc_1}{dr} = 0.$$

После замены $dh_1 = v_1 dp$ и преобразований получим выражение для радиального градиента давлений:

$$\frac{dp_1}{dr} = -\frac{c_1}{v_1} \frac{dc_1}{dr}.$$

С помощью последнего соотношения заменим в (3.46) радиальный градиент давления через скорости

$$c_{1u}^2/r = -c_1 dc_1/dr. \quad (3.48)$$

Используя соотношение между проекциями скоростей

$$c_1^2 = c_{1a}^2 + c_{1u}^2$$

и предполагая, что ступень спроектирована при условии $c_{1a} = \text{const}$, получаем после дифференцирования

$$dc_1 = c_{1u} dc_{1u}/c_{1u}. \quad (3.49)$$

Подставляя величину dc_1 из (3.49) в (3.48), получаем дифференциальное соотношение для изменения окружной составляющей вдоль радиуса:

$$dr/r = -dc_{1u}/c_{1u}.$$

После интегрирования это соотношение запишется в виде

$$c_{1u} r = \text{const}. \quad (3.50)$$

Таким образом, произведение окружной составляющей скорости на радиус в зазоре есть величина постоянная. Другими словами, циркуляция скорости вдоль окружности за сопловыми лопатками не изменяется по радиусу ступени. Это условие характерно для метода профилирования лопаток ступени, называемого методом постоянной циркуляции. Этот метод профилирования предполагает, как следует из предыдущего изложения, что в ступени выполняются условия упрощенного уравнения радиального равновесия и постоянства осевой проекции скорости c_{1a} . Изменение скорости c_1 по радиусу ступени можно получить, используя (3.50), записанное в виде

$$c_{1u} r = c_{1uk} r_k,$$

где r_k — радиус в корневом сечении лопаток (рис. 3.34); c_{1uk} — окружная составляющая скорости у корня лопаток.

Далее, используя (3.50), имеем

$$r^2(c_1^2 - c_{1a}^2) = r_k^2 c_{1uk}^2.$$

После преобразований получим

$$c_1^2 = c_{1a}^2 + \frac{r_k^2}{r^2} c_{1uk}^2. \quad (3.51)$$

Из этого уравнения следует, что в ступени, спроектированной по методу постоянной циркуляции, скорость в зазоре c_1 уменьшается по высоте лопаток. Следовательно, в зазоре между сопловыми и рабочими лопатками давление увеличивается от корневых к периферийным сечениям лопаток. Аналогично и степень реактивности также возрастает по вы-

соте лопаток. Используя (3.51), получаем уравнение для изменения степени реактивности по высоте лопаток. При этом будем считать, что коэффициент скорости сопловых лопаток не изменяется вдоль радиуса, т.е. $\varphi(r) = \text{const}$:

$$\rho = 1 - \frac{\bar{H}_{0c}}{\bar{H}_0} = 1 - \frac{c_1^2}{\varphi^2 2\bar{H}_0} = 1 - \frac{c_{1a}^2 + \frac{r_k^2}{r^2} c_{1uk}^2}{\varphi^2 2\bar{H}_0}.$$

Разделив и умножив числитель второго члена правой части на c_{1k}^2 , получим

$$\rho = 1 - \frac{c_{1k}^2}{\varphi^2 2\bar{H}_0} \left(\sin^2 \alpha_{1k} + \frac{r_k^2}{r^2} \cos^2 \alpha_{1k} \right).$$

Так как $\frac{c_{1k}^2}{\varphi^2 2\bar{H}_0} = 1 - \rho_k$, уравнение изменения степени реактивности по высоте лопаток преобразуется к виду

$$\frac{1 - \rho}{1 - \rho_k} = \sin^2 \alpha_{1k} + \frac{\cos^2 \alpha_{1k}}{\bar{r}^2}. \quad (3.52)$$

Здесь $\bar{r} = r/r_k$ — безразмерный радиус.

Изменение угла выхода потока из сопловой решетки по высоте лопатки определяется соотношением

$$\text{tg} \alpha_1 = \frac{c_{1a}}{c_{1u}} = \frac{c_{1a} r}{c_{1uk} r_k} = \text{tg} \alpha_{1k} \bar{r}. \quad (3.53)$$

Таким образом, угол потока α_1 увеличивается по высоте лопаток. Чтобы обеспечить такое изменение угла выхода потока, сопловую лопатку необходимо изготавливать с изменяющимся по высоте профилем, т.е. ее приходится «закручивать».

Для профилирования рабочей лопатки необходимо знать закон изменения угла входа потока в относительном движении β_1 по высоте лопатки. В рассматриваемом методе постоянной циркуляции угол β_1 можно определить по следующей формуле:

$$\text{tg} \beta_1 = \frac{c_{1a}}{c_{1u} - u} = \frac{1}{\frac{c_{1u}}{c_{1a}} - \frac{u}{c_{1a}}} = \frac{1}{\frac{1}{\text{tg} \alpha_{1k} \bar{r}} - \frac{u_k}{c_{1a}} \bar{r}}. \quad (3.54)$$

В соответствии с (3.54) угол β_1 увеличивается по высоте лопатки, причем для малых отношений $\theta =$

$= d/l_2$ у корневых сечений $\beta_1 < 90^\circ$, а у периферийных $\beta_1 > 90^\circ$. Таким образом, рабочая лопатка должна иметь в этих случаях существенную закрутку.

Расход пара через сопловую решетку можно подсчитать или интегрированием уравнения неразрывности, используя полученное распределение параметров потока в зазоре по высоте лопаток, или по приближенной формуле В.В. Уварова:

$$G = \pi \frac{c_{1a}}{v_{1k}} r_k^2 (\bar{r}_n^2 - 1) \times \left[1 + \frac{(c_{1u} r)^2}{2 r_k^2 a_{1k}^2} \left(1 - \frac{2 \ln \bar{r}_n}{\bar{r}_n^2 - 1} \right) \right], \quad (3.55)$$

где v_{1k} , a_{1k} — удельный объем и скорость звука в корневом сечении.

Параметры за рабочей решеткой в расчете длинных лопаток по методу $c_{1u} r = \text{const}$ определяют из условия неизменности статического давления вдоль радиуса в зазоре за рабочими лопатками, т.е.

$$\frac{dp_2}{dr} = \frac{1}{v_2} \frac{c_{2u}^2}{r} = 0,$$

или

$$c_{2u} = 0.$$

Это условие обеспечивает постоянство механической работы на рабочих лопатках вдоль радиуса:

$$L = u(c_{1u} + c_{2u}) = 2\pi n r c_{1u} = \text{const}.$$

Если энтальпия полного торможения $\bar{h}_0$ перед соплами постоянна по высоте лопаток, то условие постоянства работы вдоль радиуса приводит к заключению, что энтальпия полного торможения за рабочими лопатками также неизменна по их высоте. А так как статическое давление $p_2 = \text{const}$, то выходная скорость за рабочими лопатками в этом случае также неизменна по высоте лопаток, т.е. $c_2 = \text{const}$.

Изменение угла выхода потока в относительном движении β_2 по высоте лопаток определится по очевидной формуле ($\alpha_2 = 90^\circ$)

$$\text{tg} \beta_2 = \frac{c_2}{u} = \frac{c_2}{u_k \bar{r}} = \text{tg} \beta_{2k} \frac{1}{\bar{r}}. \quad (3.56)$$

Таким образом, угол β_2 уменьшается от корневых сечений к периферии рабочих лопаток.

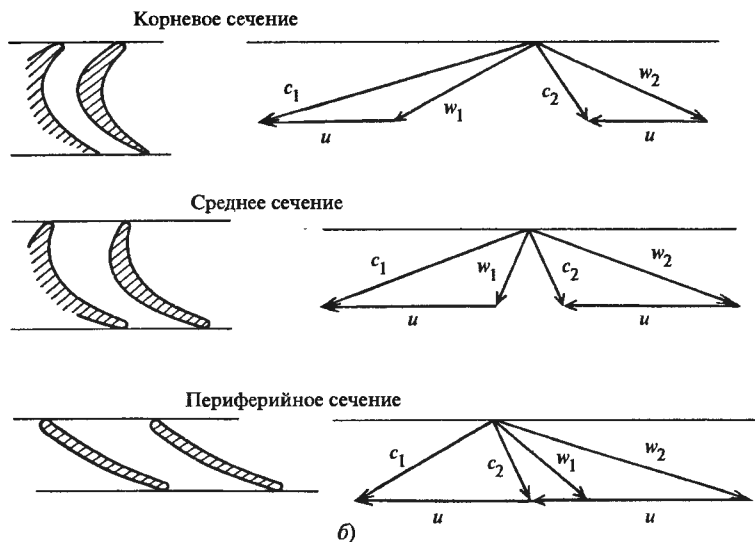
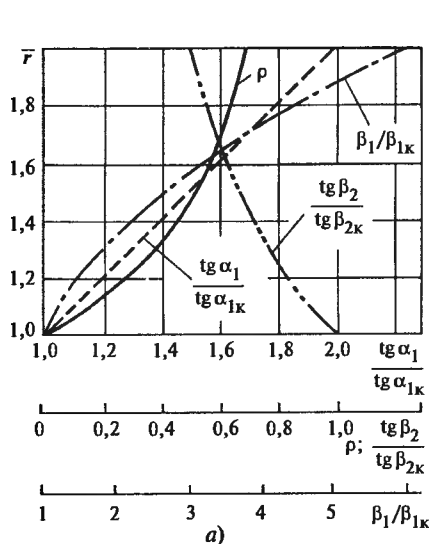


Рис. 3.35. Ступень с длинными лопатками, спрофилированная по закону $c_{1u}r = \text{const}$ ($\alpha_{1к} = 16^\circ$; $u/c_{1к} = 0,4$; $\beta_{2к} = 23^\circ$; $d/l = 3$; $\rho_k = 0$; $M_{1t} \rightarrow 0$):

а — изменение по радиусу ступени реактивности и углов потока; б — треугольники скоростей и профили рабочей лопатки для корневого, среднего и периферийного сечений

Полученные формулы позволяют рассчитывать параметры потока по высоте лопаток в ступенях, проточная часть которых профилируется по методу постоянной циркуляции (рис. 3.35).

Изложенный выше метод профилирования длинных лопаток обычно применяют при цилиндрических обводах ступени и сравнительно небольшой веерности ($10 > \theta > 3,5$). При малых значениях θ рассмотренный способ профилирования приводит к большой закрутке сопловых и в особенности рабочих лопаток, что усложняет технологию их изготовления. Поэтому при малых значениях θ применяют методы с отступлением от точного выполнения условия $c_{1u}r = \text{const}$. Среди этих методов профилирования следует отметить тот, в котором принимают неизменным по высоте лопаток угол выхода потока (постоянство углов α_1), а также метод постоянного удельного расхода, при котором массовый расход на единицу торцевой площади сопловой и рабочей решеток не изменяется по высоте лопаток, т.е.

$$\frac{\Delta G_1}{2\pi r_1 \Delta r_1} = \frac{\mu_1 c_{1t} \sin \alpha_{1\vartheta}}{v_{1t}} = \text{const};$$

$$\frac{\Delta G_2}{2\pi r_2 \Delta r_2} = \frac{\mu_2 w_{2t}}{v_{2t}} \sin \beta_{2\vartheta} = \frac{\Delta G_1}{2\pi r_1 \Delta r_1} = \text{const}.$$

Кроме указанных применяют и другие методы, направленные на улучшение тех или иных свойств

ступени с длинными лопатками. Например, для уменьшения градиента реактивности по высоте лопаток применяют профилирование, при котором угол α_1 уменьшается от корня к периферии и т.п.

При выборе закона закрутки необходимо принимать во внимание следующие соображения.

1. В цилиндрической ступени (с постоянным профилем по высоте сопловых и рабочих лопаток для $\theta < 10 \dots 13$) повышаются потери энергии в ступени по мере уменьшения значения θ (рис. 3.36); это увеличение связано с дополнительными потерями от веерности. Потери от веерности возникают из-за неоптимальных углов входа потока β_1 в корневых и периферийных сечениях; из-за меридионального перераспределения расходов в сечениях рабочей решетки по сравнению с соответствующими сечениями сопловой решетки и, следовательно, увеличения потерь с выходной скоростью из-за

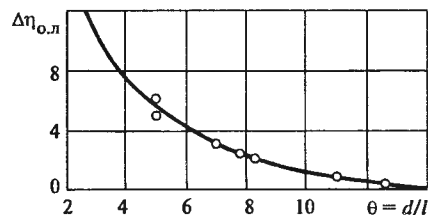


Рис. 3.36. Увеличение КПД ступеней с закрученными лопатками по сравнению с КПД ступеней с незакрученными лопатками

большой неравномерности эпюры скоростей $c_2 = f(r)$; из-за неоптимальных относительных шагов профилей в корневых и периферийных сечениях решеток и т.п.

2. Ступень с незакрученными сопловыми лопатками и профилированными по высоте рабочими лопатками при $\theta > 4 \dots 6$ существенно не снижает экономичности по сравнению со ступенью, выполненной по методу $c_{1u} r = \text{const}$ или по методу постоянного удельного расхода

3. Ступень, спроектированная по методу постоянного расхода, обладает малыми потерями энергии для всего практического диапазона ступеней большой веерности $10 > \theta > 2,5$. Это наиболее распространенный метод закрутки ступеней с длинными лопатками.

4. С целью повышения изгибной прочности корневых сечений рабочей лопатки прикорневой угол α_{13} последних ступеней с предельной длиной рабочей лопатки целесообразно уменьшить.

Как показывает анализ изменения параметров в зазоре между сопловой и рабочей решетками ступеней, спрофилированных по различным методам закрутки ($c_{1u} r = \text{const}$, $\alpha_1 = \text{const}$, $\overline{\Delta G} = \text{const}$), изменение степени реактивности по высоте лопаток слабо зависит от закона закрутки.

Для разных методов закрутки степень реактивности по высоте лопаток можно определять по следующей формуле, полученной для метода $\alpha_1 = \text{const}$:

$$\rho = 1 - \frac{1 - \rho_k}{\bar{r}^2 \varphi^2 \cos^2 \alpha_1}. \quad (3.57)$$

Здесь ρ_k — степень реактивности в корневом сечении ступени; $\bar{r} = r/r_k$ — относительный радиус сечения ступени, в котором вычисляется степень реактивности.

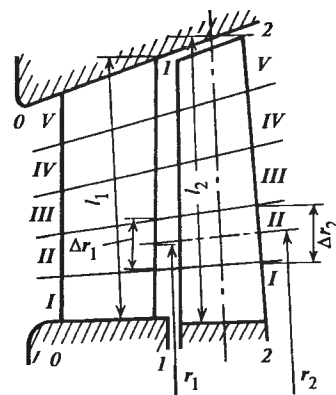
Для ступеней с лопатками постоянного профиля (незакрученные ступени) степень реактивности по высоте лопаток приближенно соответствует зависимости (3.57). В этих ступенях при вычислении степени реактивности на среднем диаметре и для периферийного сечения часто пользуются упрощенными формулами:

$$\rho_{cp} = \rho_k + \frac{1,8}{\theta + 1,8}; \quad (3.58)$$

$$\rho_{II} = \rho_{cp} + \frac{1,8}{\theta + 1,8}. \quad (3.58a)$$

Рис. 3.37. Расчетная схема ступени большой веерности по методу струек:

$I - V$ — номера струек



Просто и практично профилировать ступени с длинными лопатками с помощью метода расчета по элементарным струйкам. По этому методу проточную часть ступени, предварительно рассчитанную по параметрам в сечении на среднем диаметре, разделяют по высоте лопаток на несколько кольцевых струек (рис. 3.37), каждую из которых рассчитывают как ступень с короткими лопатками по одномерной схеме. Распределение степени реактивности по струйкам можно определять по уравнению (3.57). При этом вначале выбирают степень реактивности в корневой струйке $\rho_k = 0,1 \dots 0,3$. Для обеспечения повышенного момента сопротивления корневому сечению рабочей лопатки необходимо выбирать малые степени реактивности, т.е. в корневом сечении необходимо получать профиль активного типа. Для улучшения работы ступени в условиях переменного режима следует выбирать повышенные значения степени реактивности у корня рабочих лопаток.

В случаях, когда требуется сработать большой теплотерепад в ступени, необходимо корневую степень реактивности уменьшать до нуля или небольшого отрицательного значения, чтобы обеспечить пониженные значения оптимального отношения скоростей u/c_ϕ .

По рассчитанным значениям степени реактивности определяют характеристики потока в каждой кольцевой струйке, как и в обычной ступени. Коэффициенты скорости φ и ψ , а также коэффициент расхода μ принимают переменными по высоте лопаток на основе данных эксперимента. При этом учитывают изменение чисел M_{1t} и M_{2t} по высоте лопаток, изменение степени влажности, отклонение в косом срезе решеток.

При построении треугольников скоростей угол выхода потока находят из уравнения расхода для струйки:

$$\mu_1 \frac{c_{1t} 2\pi r_1 \Delta r_1 \sin \alpha_{13}}{v_{1t}} = \mu_2 \frac{w_{2t} 2\pi r_2 \Delta r_2 \sin \beta_{23}}{v_{2t}}, \quad (3.59)$$

где $\Delta r_1 = l_1/i$; $\Delta r_2 = l_2/i$; i — число струек по высоте лопаток.

Для дозвуковых скоростей из (3.59) получают

$$\sin \beta_{23} = \sin \alpha_{13} \frac{c_{1t}}{w_{2t}} \frac{v_{2t}}{v_{1t}} \frac{\mu_1}{\mu_2} \frac{r_1}{r_2} \frac{l_1}{l_2}. \quad (3.60)$$

Для сверхзвуковых скоростей ($M_{1t} > 1$ и $M_{2t} > 1$)

$$\sin \beta_{23} = \sin \alpha_{13} \frac{c_{кр}}{w_{кр}} \frac{v_{2кр}}{v_{1кр}} \frac{\mu_1}{\mu_2} \frac{r_1}{r_2} \frac{l_1}{l_2}. \quad (3.60a)$$

Расход через каждую струйку подсчитывают по формуле

$$\Delta G = \frac{\mu_1 c_{1t} \pi d_1 \Delta r_1 \sin \alpha_{13}}{v_{1t}}. \quad (3.61)$$

Суммируя расходы по всем струйкам ступени, сравнивают полученную сумму с заданным расходом пара через ступень. При несовпадении полученной суммы с заданным расходом корректируют высоты лопаток. По значениям углов α_{13} , β_1 и β_{23} , а также чисел M_{1t} и M_{2t} выбирают профили сопловой и рабочей лопаток. При этом в соплах последних ступеней конденсационных турбин поток в корневых сечениях сверхзвуковой, в средних сечениях околозвуковой и в периферийных сечениях дозвуковой, и соответственно профили лопаток для этих сечений подбирают по типам В, Б и А.

При выборе профилей для рабочих лопаток кроме технологии необходимо учитывать условия прочности. Размер хорды профиля у корня лопатки турбин большой мощности с $n = 50 \text{ с}^{-1}$ достигает 120—250 мм. Относительный шаг рабочих лопаток в корневом сечении составляет $\bar{t}_k = 0,45 \dots 0,55$ для $\theta > 3$ и уменьшается до $\bar{t}_k = 0,25 \dots 0,35$ для $\theta < 3$. В периферийных сечениях профили рабочих лопаток слабо изогнуты, имеют вид крылообразных профилей (рис. 3.38). Для надежного определения расхода пара через эти сечения, а также для обеспечения устойчивости характеристик решетки в переменных режимах работы необходимо, чтобы между соседними профилями образовывался небольшой протяженности канал, в котором ограничивающими поверхностями служили бы стенки соседних профилей.

Коэффициент полезного действия ступени с длинными лопатками может быть найден суммированием по высоте мощностей, развиваемых на рабочих лопатках потоком каждой струйки, и последующим делением на располагаемую мощность ступени:

$$\eta_{ол} = \frac{N_{л}}{N_0} = \frac{\sum_1^i \Delta G_i u_i (c_{1i} \cos \alpha_{1i} + c_{2i} \cos \alpha_{2i})}{GE_0}. \quad (3.62)$$

Изложенный расчет ступени с длинными лопатками на основе упрощенного уравнения радиального равновесия может быть использован как первое приближение. Для отработки высокоэкономичных ступеней с малым отношением θ в настоящее время используются методы, основанные на полных уравнениях осесимметричного потока в ступени. Применяются саблевидные сопловые лопатки. Для сни-

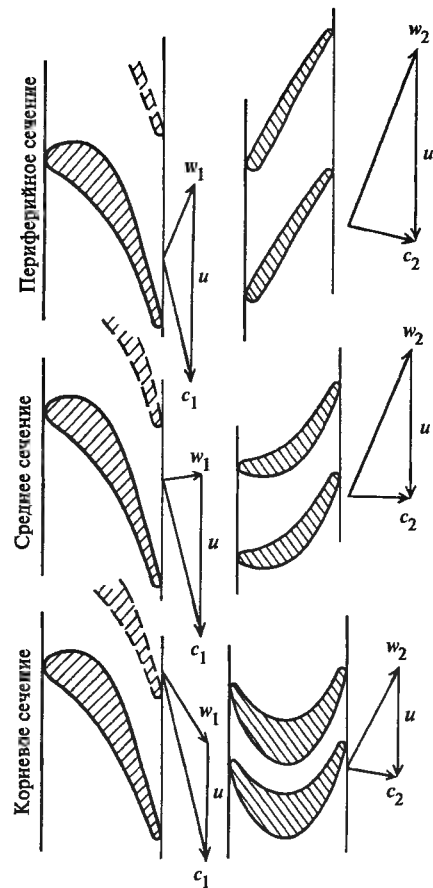


Рис. 3.38. Профили сопловых и рабочих лопаток в различных сечениях по высоте для ступени большой скорости

жения аэродинамических потерь энергии применяют профилирование лопаток с уменьшенными расходами пара у корня и периферии.

3.6. КОНСТРУКТИВНОЕ ВЫПОЛНЕНИЕ СОПЛОВЫХ И РАБОЧИХ ЛОПАТОК

Для конструктивного выполнения сопловых и рабочих лопаток важен тип применяемой ступени. Ступени можно разделить на активные и реактивные, регулирующие и нерегулируемые, ступени с относительно короткими лопатками и ступени с длинными лопатками.

На рис. 3.39 показаны проточная часть двухвечной регулирующей ступени турбин высокого давления ЛМЗ и конструкция сопловых сегментов этой ступени. Здесь применены фрезерованные сопловые лопатки, изготовленные заодно с поясом 1, образующим внутреннюю торцевую стенку соплового канала. Внешняя торцевая стенка сопловых ка-

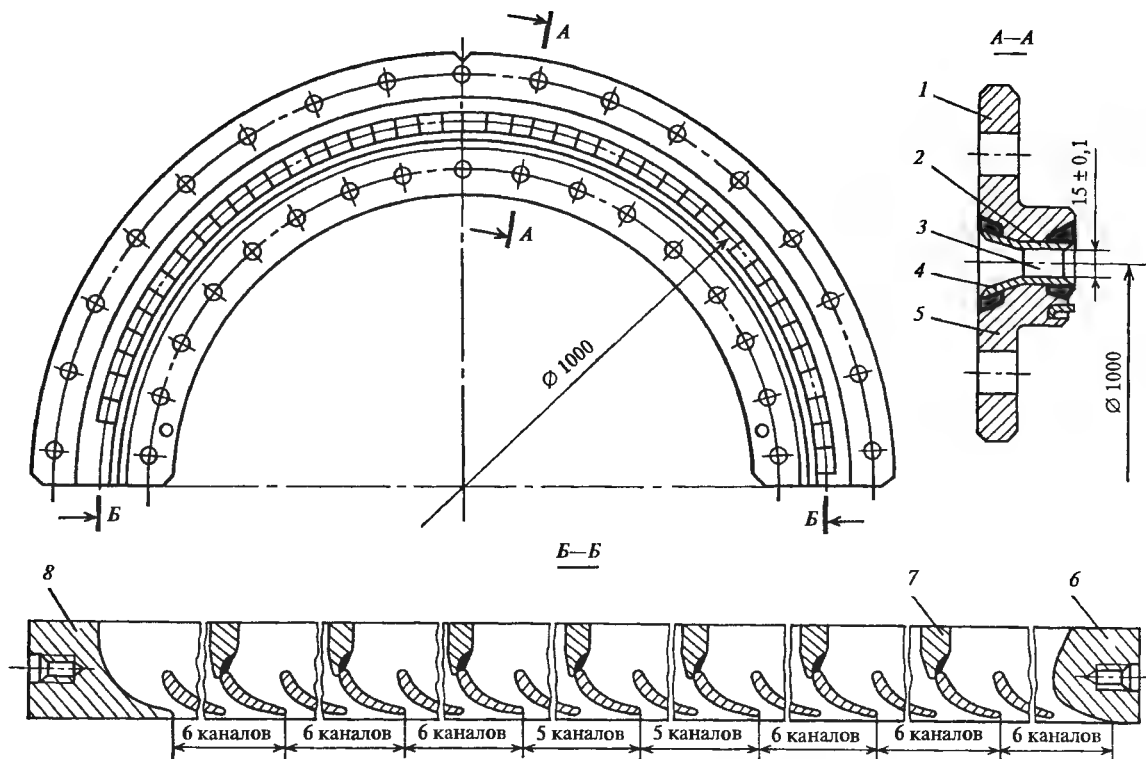


Рис. 3.40. Сопловой сегмент регулирующей ступени КТЗ

налов образована бандажной лентой 2, которая с помощью профильных отверстий насажена на торцы сопловых лопаток и приварена к ним. К сопловой решетке приварен внешний обод 3. Сваренный и обработанный сопловой сегмент заведен в пазы сопловой коробки 4. Для уплотнения сопловой коробки установлены шпонки 5. Материал сегментов — нержавеющая сталь. Каналы сопловой решетки подвергаются нитрации для уменьшения изнашивания от эрозии поверхностей канала и в особенности тонких выходных кромок лопаток.

На рис. 3.40 показано конструктивное выполнение соплового сегмента регулирующей ступени КТЗ. Здесь сопловые лопатки 3 приварены к бандажным лентам 2 и 4, а решетка лопаток с бандажами — к обоймам 1 и 5, в которых просверлены отверстия для болтового крепления сегмента к сопловым коробкам регулирующей ступени. Перегородками 7 сопловые каналы разделены на восемь групп, к каждой из которых подводится пар от отдельного регулирующего клапана. Крайние сопловые группы замыкаются вставками 6 и 8.

Сопловые лопатки нерегулируемых ступеней активного типа располагаются в диафрагмах. В современных конструкциях турбин для ступеней, рабо-

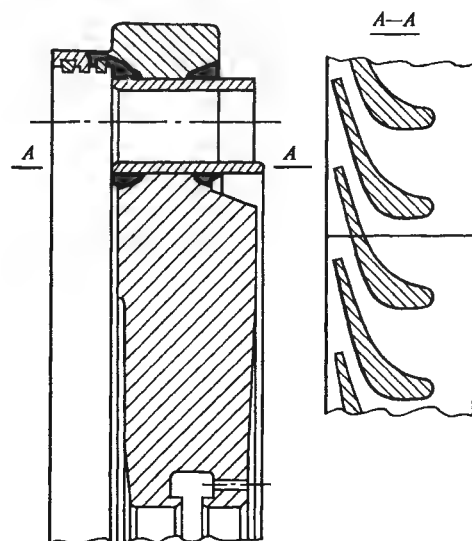


Рис. 3.41. Сварные диафрагмы

тающих при температурах пара выше 250 °С, применяют диафрагмы сварной конструкции. Пример конструкции сварной диафрагмы показан на рис. 3.41. Сопловые лопатки, которые могут выполняться или из профильной светокатаной полосы,

или фрезерованием, приваривают к бандажам из листовой стали. Полученная решетка лопаток приварена сварным швом к телу и ободу диафрагмы. Диафрагмы, как правило, имеют горизонтальный разъем, поэтому число сопловых лопаток во всей диафрагме четное.

В первых ступенях современных турбин из-за больших перепадов давления на ступень диафрагмы выполняют большой толщины. При небольшой высоте лопаток и большой хорде профиля относительная высота сопл оказывается весьма малой. В результате этого концевые потери в таких сопловых решетках увеличиваются. Чтобы снизить концевые потери энергии, в последнее время применяют профили сопловых лопаток с удлиненной входной кромкой (рис. 3.41).

В ряде турбин нашли применение диафрагмы с узким профилем направляющих лопаток. В этих диафрагмах тело и обод изготовлены из однойковки, а каналы между ребрами жесткости (стойками) получены с помощью механической обработки (долблением). Ширина сопловых лопаток намного меньше, чем ширина диафрагмы. Это сделано для уменьшения концевых потерь, зависящих от отно-

шения длины лопатки к размеру хорды профиля. Использование узких сопловых лопаток позволяет увеличить их относительную высоту. Однако, хотя число ребер жесткости меньше числа лопаток, на торцевых поверхностях каналов между ребрами образуется пограничный слой относительно большой толщины, который снижает общую эффективность решетки. Поэтому экономичность решеток обоих видов (с широкими лопатками и с узкими лопатками, но широкой диафрагмой) оказывается примерно одинаковой, а иногда и пониженной при узких лопатках. Диафрагмы с узкими лопатками в настоящее время применяют редко.

Для ступеней, работающих в области невысоких температур пара, например в части низкого давления турбин небольшой мощности, находят применение литые диафрагмы. Сопловые лопатки в этом случае выполняют штампованными из стального листа. Своими концевыми частями они заливаются в тело и обод диафрагмы (рис. 3.42), отливаемые из чугуна или стали. Для повышения прочности крепления лопаток в отливке концы их выполняют с отверстиями или с пазами. Литые диафрагмы рассмотренной конструкции не обеспечивают высоко-

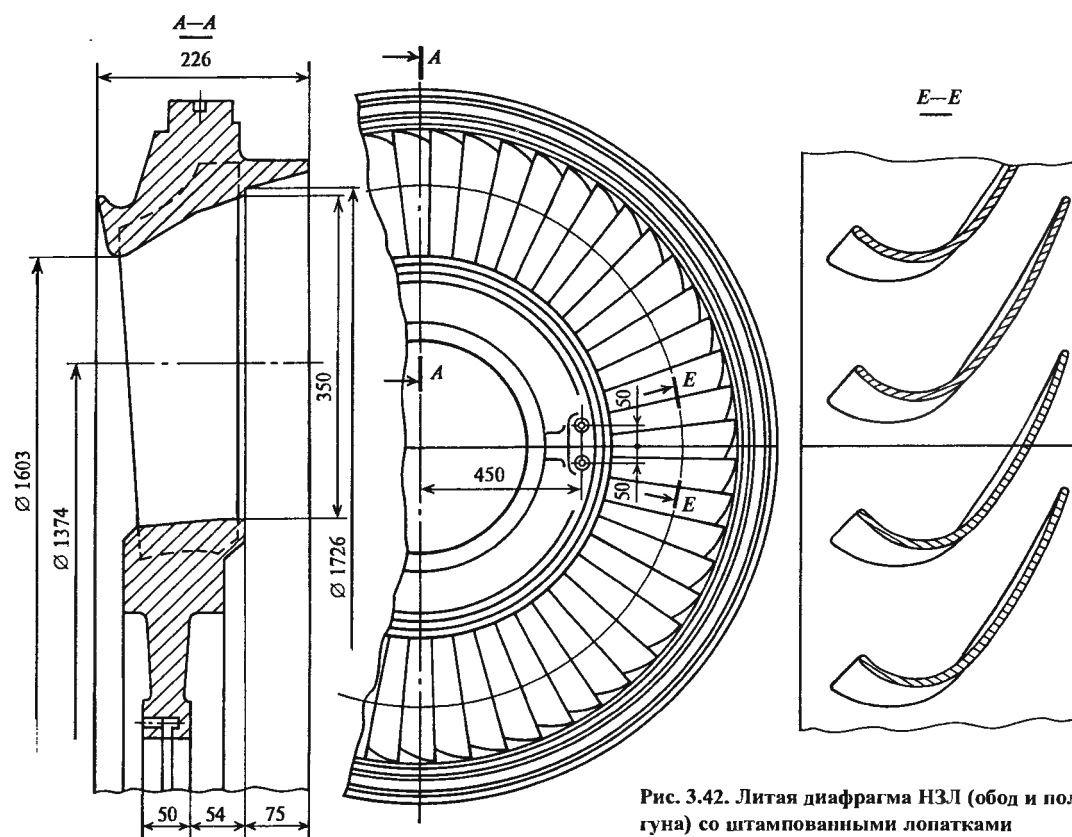


Рис. 3.42. Литая диафрагма НЗЛ (обод и полотно отлиты из чугуна) со штампованными лопатками

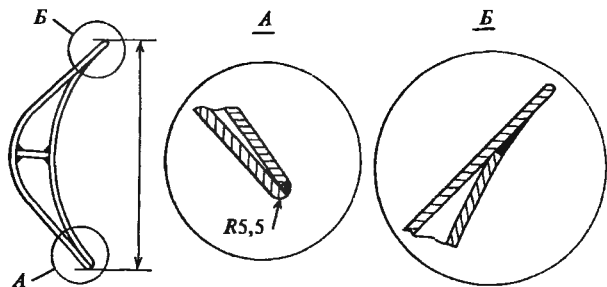


Рис. 3.43. Сварно-штампованная сопловая лопатка ХТЗ (сечение лопатки)

го аэродинамического совершенства сопловых каналов по следующим причинам: поверхности меридиональных обводов имеют высокую шероховатость из-за литья; по условиям технологии нельзя обеспечить высокую точность установки лопаток и размеров межлопаточных каналов; невозможно создать высокоэффективный профиль сопловой лопатки из листовой стали. Поэтому в последних ступенях мощных конденсационных турбин ТЭС и АЭС находят применение как фрезерованные лопатки, так и сварно-штампованные (рис. 3.43).

Рабочие лопатки турбинных ступеней располагают на роторе турбины. В ступенях активного типа каждая рабочая решетка составляется из рабочих лопаток, набранных на ободе диска ротора. В ободе диска выточен паз, в который заводятся хвостовики рабочих лопаток. Необходимое расстояние между лопатками на ободе достигается за счет промежуточного тела, как правило, отфрезерованного заодно с хвостовиками лопаток. По периферии рабочей решетки межлопаточные каналы, как правило, прикрыты ленточным бандажом, приклепанным к торцам лопаток или отфрезерованным заодно с лопаткой. Конструктивное оформление рабочих лопаток зависит от усилий, действующих на них. В первую очередь это центробежные усилия, действующие на тело лопатки. Эти усилия возрастают с увеличением среднего диаметра ступени и длины рабочей лопатки. В коротких лопатках первых ступеней центробежные усилия сравнительно невелики, но достигают весьма больших значений в лопатках последних ступеней мощных конденсационных турбин.

Важное значение имеют также усилия парового потока, которые создают изгибающий момент на лопатках. Наибольшие напряжения изгиба от этого момента, как правило, возникают в корневых сечениях лопаток. Поэтому опасными являются корневые сечения, где напряжения изгиба складываются

с напряжениями от центробежных сил, которые также максимальны в этих сечениях. Из-за вращения лопаток и наличия кромочных следов, а также из-за парциального подвода пара в регулирующих ступенях на рабочую лопатку действует периодически изменяющийся изгибающий момент, что создает опасность вибрационной поломки лопаток.

Примеры конструктивного выполнения коротких лопаток, рассчитанных на небольшие центробежные усилия, приведены на рис. 3.44—3.46. На рис. 3.44 показано конструктивное выполнение реактивных рабочих лопаток. На хвостовике лопатки из катаной профильной полосы откован небольшой двусторонний выступ. Промежуточные тела, выполненные отдельно от лопатки, с помощью зубчиков и двустороннего выступа лопатки закрепляют ее в пазу ротора.

На рис. 3.45 показана цельнофрезерованная лопатка, у которой хвостовик изготовлен заодно с промежуточным телом. Этот хвостовик (вид свер-

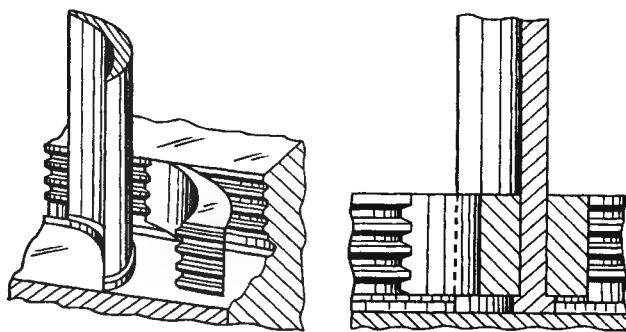


Рис. 3.44. Реактивные лопатки из катаной профильной полосы

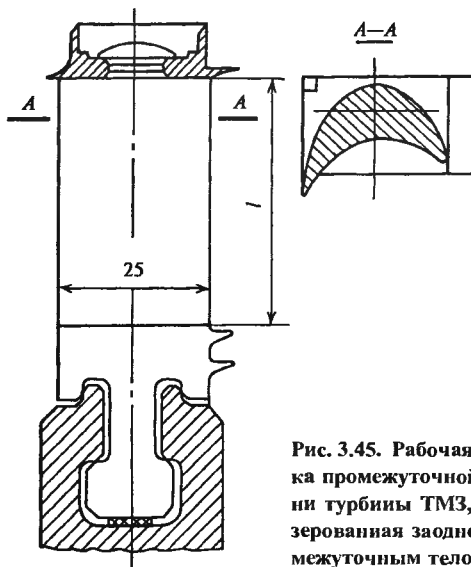


Рис. 3.45. Рабочая лопатка промежуточной ступени турбины ТМЗ, отфрезерованная заодно с промежуточным телом

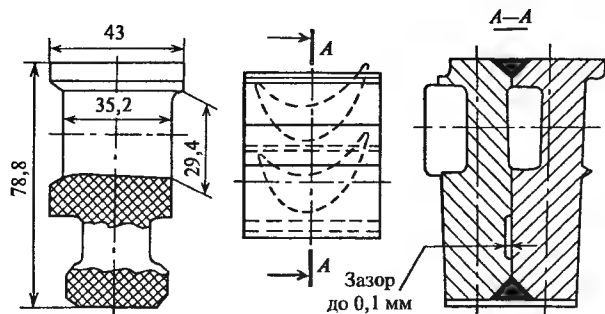


Рис. 3.46. Сварной пакет из двух лопаток ЛМЗ

ху) имеет форму прямоугольника. Цельнофрезерованные лопатки имеют повышенную прочность. Приклепанная к лопаткам бандажная лента на этом рисунке имеет два радиальных и один осевой усик для уплотнения зазоров между бандажом и элементами статора. На хвостовике лопатки также видны два усика, уплотняющие корневой зазор между диафрагмой ступени и лопаткой. Бандажная лента формирует периферийную границу потока в межлопаточном канале. Под хвостовиком в зазор между диском и лопаткой зачеканена металлическая подкладка для фиксации лопатки в пазу диска в рабочем положении. В верхней части хвостовика лопатки выполнены упоры для уменьшения изгибающих напряжений в щеках обода диска. На рис. 3.46 показана лопатка, отфрезерованная заодно с хвостовиком и бандажом. Для повышения изгибной жесткости лопатки сваривают попарно по бандажным участкам. Такие лопатки применяют в ступенях с частичным подводом пара, например в регулирующих ступенях, где возникают большие переменные усилия парового потока. Высокая изгибная жесткость уменьшает уровень динамических напряжений при вибрациях этих лопаток.

Примеры конструктивного выполнения лопаток большой длины представлены на рис. 3.47 и 3.48. Чтобы обеспечить допустимые напряжения от центробежных сил, длинные лопатки выполняют с уменьшением площади поперечного сечения от корня к периферии.

Отношения площади корневого сечения F_k к площади периферийного сечения F_n для лопаток последних ступеней паровых турбин достигают 4—10. Так как длинные лопатки выполняют с переменным профилем по радиусу, то при их изготовлении применяют сложное фрезерование, и поэтому такие лопатки требуют больших трудовых затрат при произ-

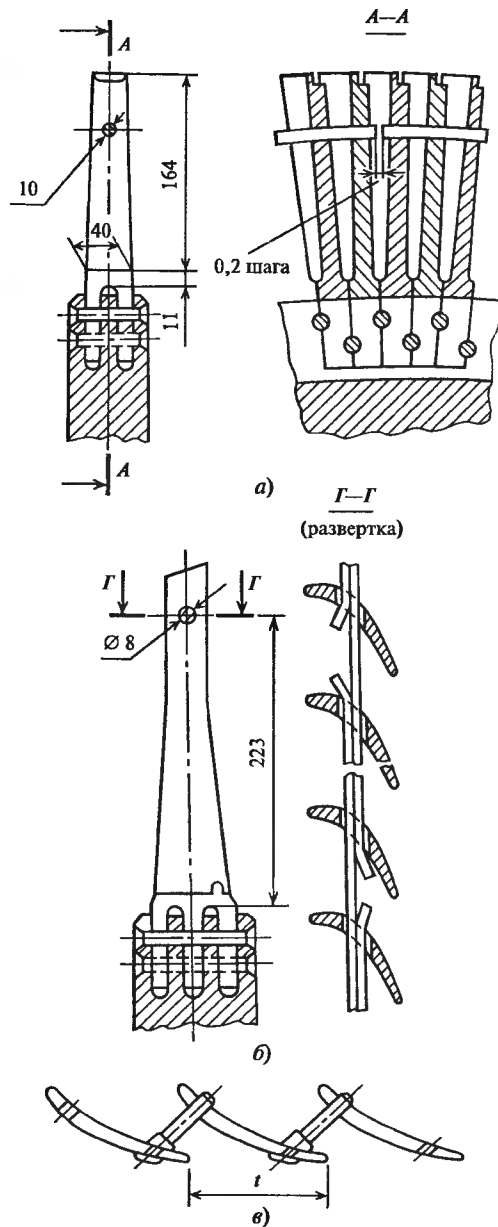


Рис. 3.47. Рабочие лопатки большой длины с проволочными связями: жесткой (а), демпферной (б) и z-образной (в)

водстве по сравнению с лопатками постоянного профиля по высоте. Приведенные на рисунках длинные лопатки выполнены без бандажа на периферии в целях снижения напряжений от центробежных сил. Однако при этом увеличиваются потери энергии в потоке у периферии. В последнее время в лопатках самой большой длины применяют бандаж, выполненный заодно с лопаткой. В длинных лопатках с целью улучшить их вибрационные характери-

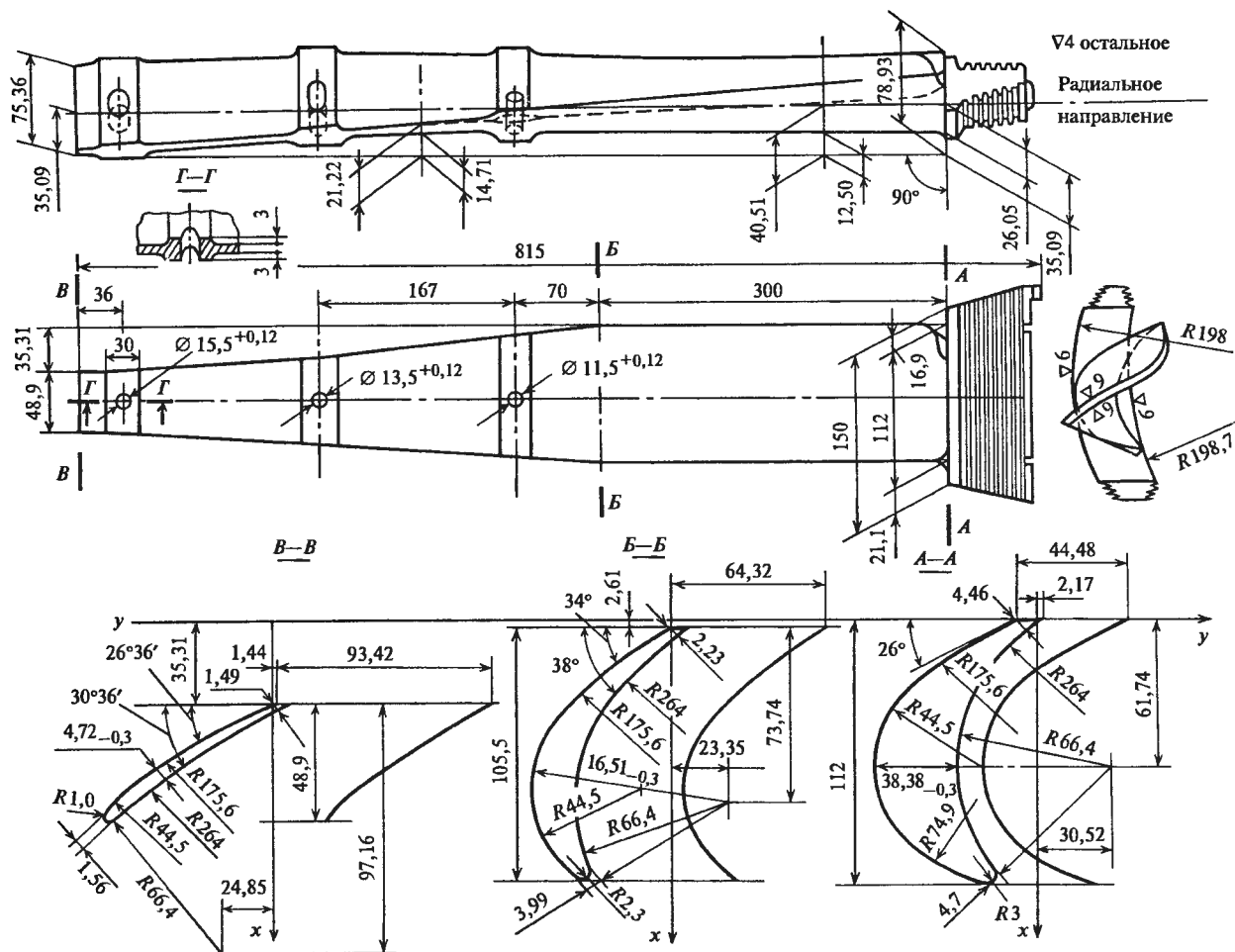


Рис. 3.48. Рабочая лопатка последней ступени турбины ХТЗ мощностью 100 МВт

стики применяют проволоочные связи между соседними лопатками (рис. 3.47). Эти проволоочные связи выполняют: жесткими, когда проволока или трубка припаивается к каждой лопатке; демпферными, когда проволока вставлена в отверстие лопатки без закрепления (при вибрациях лопатки между проволокой и лопаткой возникают силы трения, которые уменьшают амплитуду колебаний); z-образными, когда отрезки проволоки связывают выходную кромку одной лопатки с входной кромкой соседней лопатки. Такая связь кроме улучшения вибрационных характеристик уменьшает поворот периферийных сечений лопаток, вызываемый крутящим моментом от центробежных и аэродинамических сил, который действует относительно центров тяжести поперечных сечений рабочей лопатки.

Хвостовики рабочих лопаток последних ступеней конденсационных турбин нагружены большими

центробежными силами. Поэтому конструктивное выполнение этих хвостовиков существенно отличается от хвостовиков коротких лопаток (рис. 3.49). Для коротких лопаток применяют хвостовики типов, приведенных на рис. 3.49, а—в, ж, а для длинных лопаток — типов, показанных на рис. 3.49, з—е, з, и. Хвостовики Т-образного и грибовидного типов (рис. 3.49, а—в) имеют одну опорную поверхность, воспринимающую центробежные силы. Грибовидный хвостовик относительно длинной лопатки (рис. 3.49, з) имеет три опорные поверхности. Соответственно хвостовики вильчатого типа (рис. 3.49, д, е) выполняют с увеличенным числом гребней хвостовиков при увеличении длины лопатки, а также применяют гребень хвостовика в форме тела равного сопротивления (рис. 3.49, е) в сильно нагруженных лопатках. В лопатках небольшой дли-

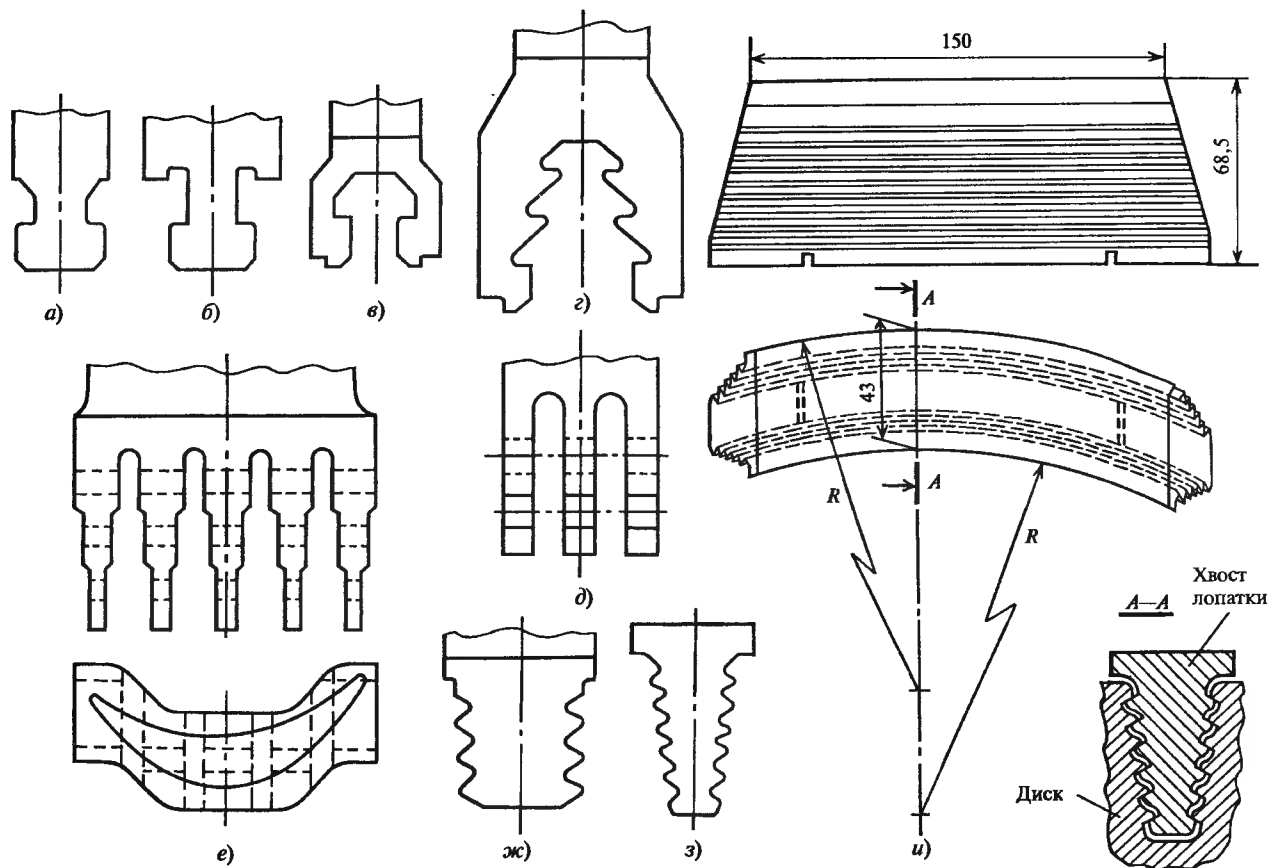


Рис. 3.49. Хвостовики рабочих лопаток:

a — Т-образный; *б* — Т-образный с буртиками; *в* — грибовидный одноопорный; *г* — грибовидный трехопорный; *д* — вильчатый; *е* — вильчатый ступенчатого типа; *жс* — зубчиковый; *з* — слочный торцевой; *и* — слочный торцевой с круговой заводкой

ны форму хвостовика в плане (вид по направлению оси лопатки) часто выполняют в форме прямоугольника или параллелограмма с целью упростить изготовление хвостовиков. При этом кромки профильной части лопатки выступают за пределы прямоугольника, т.е. наблюдается свес кромок над хвостовиком. В лопатках такой конструкции возникает местное повышение напряжений в сечении, где про-

фильная часть лопатки соединяется с хвостовиком. В сильно нагруженных рабочих лопатках такой концентрации напряжений не допускают и поэтому применяют хвостовики формы, исключаящей свес кромок, например ступенчатого (рис. 3.49, *е*) или кругового (рис. 3.49, *и*) типа. В последнем случае лопатка заводится в паз диска по кругу в направлении оси ротора.

МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

4.1. ТЕПЛОВЫЙ ПРОЦЕСС В МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЕ

В современных паротурбинных установках ТЭС и АЭС располагаемый теплоперепад турбины составляет 1000—1600 кДж/кг. Создать экономичную одноступенчатую турбину при таких теплоперепадах и достигнутом в настоящее время уровне прочности металлов невозможно. Действительно, скорость пара на выходе из сопл одноступенчатой турбины в этих условиях составит 1500—1700 м/с. Для экономичной работы одноступенчатой турбины необходимая окружная скорость лопаток на среднем диаметре при оптимальном отношении скоростей $u/c_\phi = 0,65$ должна составить 1000—1100 м/с. Обеспечить прочность ротора и лопаток при таких окружных скоростях практически невозможно. Кроме того, число M в потоке пара в этом случае составит 3,0—3,5, что приведет к большим волновым потерям энергии в потоке. Поэтому все крупные паровые турбины для энергетики и других отраслей народного хозяйства выполняют многоступенчатыми. В этих турбинах пар расширяется в последовательно включенных ступенях, причем теплоперепады таких ступеней составляют небольшую часть располагаемого теплоперепада всей турбины. Поэтому окружные скорости лопаток в ступенях многоступенчатой турбины составляют 120—250 м/с для большинства ступеней ЧВД и ЧСД турбины и достигают 350—450 м/с для последних ступеней конденсационных турбин при стальных лопатках и 600 м/с при титановых лопатках. Числа M в потоке для большинства ступеней меньше единицы.

Рассмотрим схематический чертеж проточной части многоступенчатой турбины со сравнительно высоким давлением за турбиной (рис. 4.1). Как указывалось в гл. 2, совокупность одного ряда сопловых и одного ряда рабочих лопаток образует ступень турбины. В данном примере турбинная ступень выполнена камерной, т.е. между диафрагмами образована камера, в которой располагается диск ротора с рабочими лопатками. В камерных ступенях, как правило, на рабочих лопатках допускается

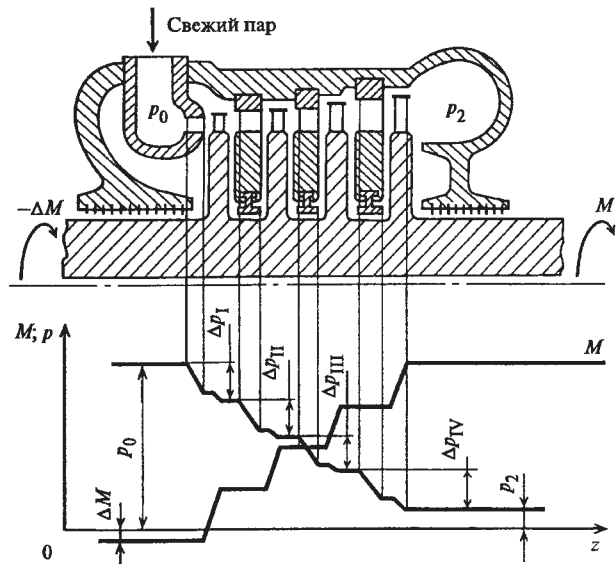


Рис. 4.1. Схема проточной части турбины и распределение вдоль оси турбины давления и крутящего момента:

$\Delta p_I - \Delta p_{IV}$ — перепад давлений в I—IV ступенях турбины; p_0 — давление свежего пара перед турбиной; p_2 — давление на выходе из турбины

небольшое расширение пара, т.е. камерная ступень выполняется со сравнительно небольшой степенью реактивности, а в основном расширение пара осуществляется в сопловой решетке.

На входе в турбину свежий пар поступает к соплам первой ступени, установленным в сопловой коробке. Рабочие лопатки первой и последующих ступеней расположены на дисках, откованных заодно с валом. После рабочих лопаток первой ступени пар поступает к соплам второй ступени, расположенным в диафрагме. Диафрагмы второй, третьей и четвертой ступеней установлены в пазах корпуса турбины. Для уменьшения протечек пара через зазор между валом и диафрагмой в паз расточки диафрагмы устанавливается диафрагменное уплотнение. На рис. 4.1 показано также распределение вдоль оси турбины давления p и крутящего момента M на валу. Давление пара уменьшается в каждой ступени немного. В активных ступенях это снижение давле-

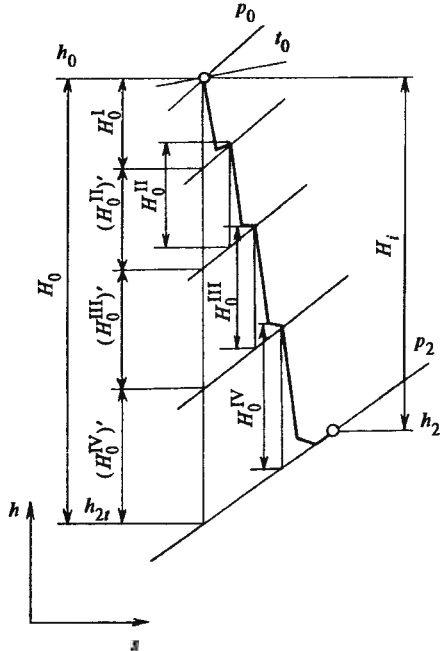


Рис. 4.2. Процесс в h,s -диаграмме для многоступенчатой турбины

ния осуществляется в сопловых лопатках. Крутящий момент на валу от ступени к ступени увеличивается за счет суммирования крутящих моментов, создаваемых паровым потоком в каждой ступени. Через правый конец вала от турбины к приводимой машине передается мощность, определяемая моментом M на валу и угловой скоростью ротора ω :

$$N = M\omega.$$

Через левый конец вала передается небольшой крутящий момент ΔM для привода масляного насоса, если он расположен в корпусе переднего подшипника, и на преодоление момента трения в этом подшипнике.

Процесс расширения пара в h,s -диаграмме для турбины, состоящей из четырех активных ступеней, представлен на рис. 4.2. По мере расширения пара от ступени к ступени давление его уменьшается, а удельный объем увеличивается. В результате этого длина сопловых и рабочих лопаток вдоль проточной части также увеличивается. Интенсивность возрастания высоты лопаток определяется значениями соответствующих чисел M для ступени. С увеличением числа M интенсивность возрастания высот лопаток повышается. При числах M , близких к нулю (приближение к условиям течения несжимаемой жидкости), высоты лопаток практически не изменяются вдоль проточной части.

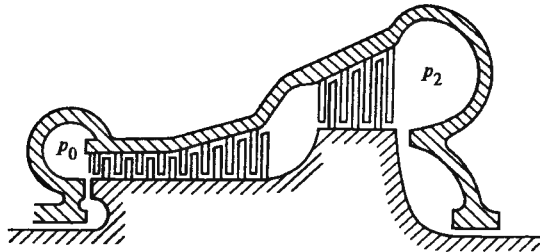


Рис. 4.3. Схема проточной части реактивной многоступенчатой турбины

Если многоступенчатая турбина составляется из реактивных ступеней, то сопловые лопатки располагаются непосредственно в корпусе турбины (рис. 4.3). Применение в этом случае диафрагменной конструкции привело бы к большим осевым усилиям на диски ротора и затруднило бы уравнивание этих усилий на роторе, в особенности в условиях переменного режима работы турбины и износа диафрагменных уплотнений и уплотнений рабочих лопаток.

Второй отличительной особенностью турбин реактивного типа является увеличение числа ступеней по сравнению с турбинами активного типа при одинаковом располагаемом теплоперепаде H_0 .

При большом числе ступеней в турбине конструктивно не удастся разместить их в одном корпусе. Поэтому современные конденсационные турбины большой мощности выполняют в нескольких корпусах.

Многоступенчатые турбины имеют ряд преимуществ перед одноступенчатыми.

1. В многоступенчатой турбине за счет уменьшения теплоперепада, приходящегося на одну ступень, легко получить оптимальное отношение скоростей u/c_ϕ , а следовательно, высокий КПД. Чем больше ступеней в турбине, тем меньше теплоперепад на каждой ступени, меньше и скорости c_ϕ и u . Очевидно, что с увеличением числа ступеней уменьшаются безразмерные скорости потока M в решетках ступени.

2. В многоступенчатой турбине с увеличением числа ступеней высота сопловых и рабочих лопаток во всех ступенях турбины увеличивается. Действительно, из формулы для высоты сопловых лопаток

$$el_1 = \frac{F_1}{\pi d \sin \alpha_{13}}$$

следует, что увеличение l_1 связано с уменьшением среднего диаметра ступени d и увеличением площади сопловой решетки F_1 . Средний

диаметр ступени уменьшается, так как с возрастанием числа ступеней уменьшается теплоперепад ступени и, следовательно, уменьшается окружная скорость лопаток u . Площадь F_1 увеличивается, так как уменьшается скорость пара в сопловых лопатках. Увеличение высоты сопловых и рабочих лопаток при этом приводит к снижению концевых потерь в решетках ступени и протечек пара через зазоры по бандажу и по корню рабочих лопаток.

В турбинах небольшой мощности с парциальным подводом пара с увеличением числа ступеней и уменьшением их диаметров появляется возможность увеличить степень парциальности и соответственно уменьшить потери от парциального подвода пара.

3. В многоступенчатой турбине энергия выходной скорости предыдущей ступени используется в сопловых лопатках последующей. Эта энергия выходной скорости повышает располагаемую энергию последующей ступени. Как указывалось в гл. 2, относительный лопаточный КПД промежуточной ступени определяется по формуле $\eta_{ол} = 1 - \xi_c - \xi_p$. Таким образом, в промежуточных ступенях многоступенчатой турбины потери энергии с выходной скоростью равны нулю. Энергия выходной скорости теряется только в последней ступени турбины и в ступенях, предшествующих объемной камере в проточной части турбины, например в регулирующей ступени, в ступени перед камерой отбора пара и т.п. В этих ступенях $\kappa_{в.с} \neq 0$.

4. В многоступенчатой турбине тепловая энергия потерь предыдущих ступеней частично используется для выработки полезной энергии в последующих ступенях за счет явления возврата теплоты в турбине (см. § 4.2).

5. Конструкция многоступенчатой турбины позволяет осуществить отборы пара для регенеративного подогрева питательной воды и промежуточный перегрев пара, которые существенно повышают абсолютный КПД паротурбинной установки.

Из недостатков многоступенчатой турбины следует отметить два основных.

1. С увеличением числа ступеней возрастают сложность конструкции и стоимость изготовления турбины. Однако для энергетических турбин усложнение конструкции и повышение стоимости их изготовления оправдываются повышением КПД турбины и турбинной установки.

2. В многоступенчатой турбине возникают повышенные потери от утечек пара как в переднем концевом, так и в диафрагменных уплотнениях. Пе-

ред передним концевым уплотнением давление пара тем выше, чем больше ступеней в турбине. В одноступенчатой турбине утечки через диафрагменные уплотнения отсутствуют.

Следует иметь в виду, что в состав турбины входят стопорные и регулирующие клапаны, устанавливаемые перед турбиной, а также перед частью среднего давления в турбинах с промежуточным перегревом пара. В этих клапанах течение пара сопровождается гидравлическими потерями энергии, которые приводят к снижению КПД турбины. В состав турбины входят также перепускные паропроводы между корпусами турбины (ресиверы), выходной патрубком. Процесс течения пара в них также сопровождается потерями энергии, которые снижают общий КПД турбины.

4.2. КОЭФФИЦИЕНТ ВОЗВРАТА ТЕПЛОТЫ

Одним из преимуществ многоступенчатой турбины является использование части потерь энергии предыдущих ступеней для получения полезной работы в последующих ступенях. Потери энергии в ступени переходят в теплоту и повышают энтальпию пара за ступенью. В области перегретого пара это приводит к повышению температуры пара за ступенью, а в области влажного пара к увеличению степени сухости пара x . За счет повышения температуры или степени сухости пара теплоперепад ступени увеличивается по сравнению с теплоперепадом этой ступени, отсчитанным по основной изоэнтропе идеального расширения пара в турбине. Из рис. 4.2 видно, что $H_0^{II} > (H_0^{II})'$, $H_0^{III} > (H_0^{III})'$ и т.д. Это повышение теплоперепадов, как известно, вызывается расхождением изобар в h, s -диаграмме в направлении увеличения энтропии.

Таким образом, если суммировать теплоперепады ступеней $H_0^I, H_0^{II}, H_0^{III}$ и т.п., то их сумма окажется больше теплоперепада турбины по основной изоэнтропе H_0 , т.е.

$$\sum_{i=1}^z H_0^i - H_0 = Q. \quad (4.1)$$

Здесь Q — возвращенная теплота потерь энергии ступеней, которая увеличивает располагаемую энергию ступеней многоступенчатой турбины по сравнению с одноступенчатой.

она состоит из ступеней с одинаковым КПД $\eta_{oi}^{ст}$:

$$\eta_{oi} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{\sum_{j=1}^z H_i^{(j)}}{H_0} = \frac{\sum_{i=1}^z H_0^{(i)} \eta_{oi}^{\text{CT}}}{H_0} = \eta_{oi}^{\text{CT}} \frac{H_0 + Q}{H_0}, \quad (4.2)$$

или $\eta_{oi} = \eta_{oi}^{ст}(1 + q_t)$. Здесь $q_t = Q/H_0$ — коэффициент возврата теплоты.

Из (4.2) видно, что за счет явления возврата теплоты внутренний относительный КПД турбины повышается по сравнению с внутренним относительным КПД одиночной ступени. Это увеличение КПД определяется коэффициентом возврата теплоты, который изменяется в пределах от 0,02 до 0,10 в зависимости от H_0 , числа ступеней и КПД.

Для турбины, процесс в h, s -диаграмме и число ступеней которой известны, коэффициент возврата легко определяется непосредственным суммированием теплоперепадов по (4.1) и (4.2). Для приближенных оценок существует ряд методов расчета коэффициента возврата теплоты турбины. Один из методов основан на оценке возвращенной теплоты с помощью h, s -диаграммы (рис. 4.4). Если предположить, что в турбине с бесконечно большим числом ступеней действительный процесс протекает по линии $0-2$, то сумма располагаемых теплоперепадов всех ступеней должна находиться между теплоперепадами, определяемыми по отрезкам $0-2t$ и $0'-2$. Теплоперепад по отрезку $0'-2$ соответствует гипотетическому случаю, когда температура перед первой ступенью повышается за счет энергии потерь всех ступеней турбины. Так как общая энергия потерь от ступени к ступени нарастает практически линейно, то реальная сумма теплоперепадов определяется изэнтропой ab , проходящей через середины отрезков $2t-2$ и $0-0'$. Таким образом, коэффициент возврата теплоты при бесконечном числе ступеней турбины может быть определен по формуле

$$q_t^\infty = \frac{H_0^{ab} - H_0}{H_0}. \quad (4.3)$$

Воспользуемся уравнением располагаемого теплоперепада

$$\begin{aligned} H_0 &= \frac{k}{k-1} RT_0 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{(k-1)/k} \right] = \\ &= \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{(k-1)/k} \right], \quad (4.4) \end{aligned}$$

где $v_0 = v''x$ (для влажного пара).

Тогда возвращенную теплоту $Q_{\infty} = H_0^{ab} - H_i$ можно найти следующим образом:

$$Q_{\infty} = \frac{k}{k-1} R(T_{0a} - T_0) \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{(k-1)/k} \right].$$

Так как $T_{0a} = T_0 + \frac{H_0 - H_i}{2c_p}$ и $H_0 - H_i = (1 - \eta_{oi})H_0$,

окончательно получим

$$q_i^\infty = \frac{A}{T_0} (1 - \eta_{oi}) H_0, \quad (4.5)$$

где A — постоянный коэффициент, зависящий от показателя изэнтропы k и газовой постоянной R .

Формула (4.5) для бесконечного числа ступеней удобна при расчетах по h, s -диаграмме для водяного пара, когда k и R переменны. Для случаев, когда можно пользоваться уравнениями идеального газа

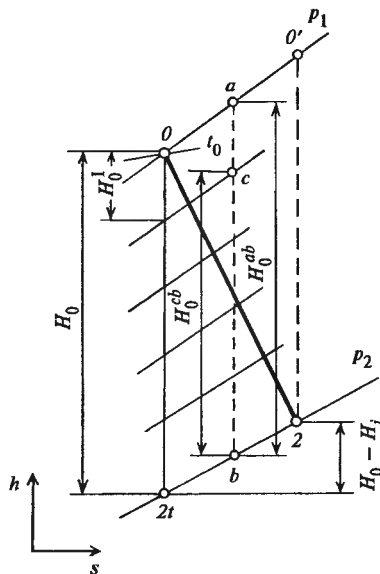


Рис. 4.4. К выводу формулы для коэффициента возврата теплоты

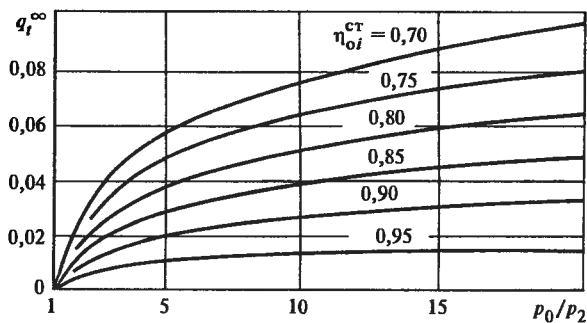


Рис. 4.5. Коэффициент возврата теплоты при бесконечно большом числе ступеней турбины для $k = 1,3$

(рис. 4.5), формула (4.5) может быть записана в следующем виде:

$$q_t^\infty = A'(1 - \eta_{oi}^{ст}) \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{(k-1)/k} \right]. \quad (4.5a)$$

При конечном числе ступеней коэффициент возврата уменьшается, так как теплоперепад первой ступени не увеличивается за счет возврата теплоты. Поэтому возвращенная теплота Q при конечном числе ступеней уменьшается до значения, которое можно определить, используя рис. 4.4:

$$Q = H_0^{cb} - (H_0 - H_0^I).$$

Так как при одинаковых теплоперепадах на всех ступенях

$$H_0^{cb} = H_0^{ab} \frac{z-1}{z} \text{ и } H_0 - H_0^I = H_0 \frac{z-1}{z},$$

то коэффициент возврата при конечном числе ступеней можно представить в виде

$$q_t = \frac{(H_0^{ab} - H_0^I)^{(z-1)/z}}{H_0^I} = q_t^\infty \frac{z-1}{z}. \quad (4.6)$$

Для практических расчетов полученная формула обычно представляется в следующем виде:

$$q_t = k_t(1 - \eta_{oi})H_0 \frac{z-1}{z}. \quad (4.7)$$

Здесь $k_t = 4,8 \cdot 10^{-4}$ для группы ступеней, работающих в области перегретого пара, $k_t = 2,8 \cdot 10^{-4}$ для группы ступеней, работающих в области влажного пара, $k_t = (3,2 \dots 4,3) \cdot 10^{-4}$ для группы ступеней, часть которых работает в области перегретого пара,

а часть — в области влажного пара. Значения коэффициентов k_t соответствуют H_0 , кДж/кг.

4.3. КОНСТРУКЦИЯ УПЛОТНЕНИЙ

Надежность работы турбины в существенной степени зависит от конструктивного выполнения уплотнений. В многоступенчатой турбине лабиринтовые уплотнения используются в качестве концевых и диафрагменных. Кроме того, в проточной части ступеней турбины выполняют периферийные уплотнения по бандажу и уплотнения у корня рабочих лопаток. Важным для эффективной работы любого лабиринтового уплотнения является конструктивное оформление элементарной ступеньки уплотнения: щели, образованной уплотнительным гребнем, и последующей расширительной камеры. Необходимо, чтобы кинетическая энергия струи, вытекающей из щели, полностью гасилась в расширительной камере. Выполнение этого условия обеспечивает при прочих равных условиях минимальный расход пара через уплотнение.

Как указывалось в § 3.2, для снижения расхода пара через уплотнение необходимо увеличивать число щелей в уплотнении z . Поэтому на заданной длине уплотнения стремятся разместить возможно больше гребней (щелей), но так, чтобы расширительная камера имела достаточные размеры для полного гашения кинетической энергии потока после щели.

Наиболее эффективно снижают расход пара в уплотнении малые зазоры по уплотнительному гребню между статором и ротором. Однако при очень малых зазорах возможны задевания ротора о статор. При задевании в месте одностороннего касания гребня, расположенного на статоре (см. рис. 3.21), выделяется теплота, которая разогревает периферийные слои металла ротора. В результате теплового расширения металла в месте касания возникает прогиб ротора в сторону, где происходит нагрев его, при этом задевание усиливается, разогрев и прогиб ротора нарастают. Вследствие деформации ротора возникают напряжения сжатия в области задевания, которые при интенсивном разогреве могут превзойти предел текучести металла, и в роторе возникнут остаточные деформации сжатия. После останова и остывания ротор получит прогиб, направление которого противоположно области задевания на роторе. Ротор, получивший остаточный прогиб, приходится подвергать правке — сложной операции, осуществляемой в заводских условиях.

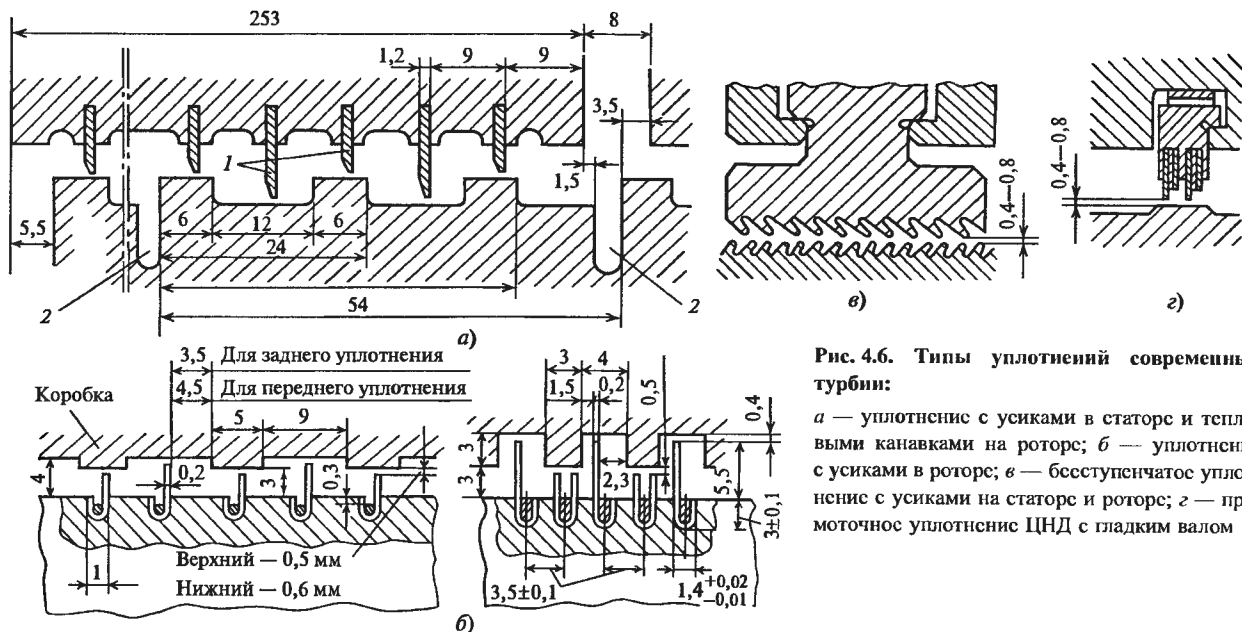


Рис. 4.6. Типы уплотнений современных турбин:

а — уплотнение с усиками в статоре и тепловыми канавками на роторе; *б* — уплотнение с усиками в роторе; *в* — бесступенчатое уплотнение с усиками на статоре и роторе; *г* — прямоточное уплотнение ЦНД с гладким валом

Для того чтобы исключить возможность тяжелых последствий задеваний в уплотнениях, связанных с остаточным прогибом ротора, в конструкции концевых и диафрагменных уплотнений современных турбин применяют некоторые методы. В тех случаях (рис. 4.6, *а*), когда уплотняющие гребни 1 расположены на статоре, на роторе выполняют тепловые канавки 2. При задеваниях термические удлинения волокон ротора вдоль оси на участке между тепловыми канавками происходят относительно свободно, не вызывая прогиба вала и остаточных деформаций. Другим способом является выполнение конструкции уплотнения с тонкими усиками (гребнями), закатанными в ротор (рис. 4.6, *б*). В этом случае передача теплоты трения от места касания к ротору затруднена, так как поверхность теплопередачи тонкого усика относительно мала.

Если осевые перемещения ротора относительно статора велики (например, в ЦНД мощных турбин), применяют или прямоточные уплотнения, когда вал выполняется гладким, без ступенек, а гребни располагаются на статоре (рис. 4.6, *г*), или уплотнения с наклонными гребнями, расположенными как на статоре, так и на роторе с одинаковыми диаметрами по уплотнительным усикам (рис. 4.6, *в*). Для уменьшения коэффициента расхода в этом уплотнении усики наклонены в направлении, противоположном потоку пара. Уплотнения типов, изображенных на рис. 4.6, *в* и *г*, допускают значительные осевые перемещения ротора относительно статора, достигаю-

щие 30—35 мм, в то время как уплотнения ступенчатого типа (рис. 4.6, *а* и *б*) допускают осевые перемещения, ограниченные размерами впадины, в которой располагается гребень уплотнения.

Такие конструктивные особенности концевых уплотнений, как число отсеков, число камер отвода или подвода пара к уплотнению, зависят от организации потоков пара в концевых уплотнениях. Рассмотрим организацию потоков пара в концевых лабиринтовых уплотнениях на примере конденсационной паровой турбины К-200-130 (рис. 4.7). Концевые уплотнения всех цилиндров турбины разделены на отсеки, между которыми образованы камеры для отвода или подвода пара к уплотнению. Наибольшее число отсеков имеет переднее концевое уплотнение ЦВД. После первого отсека этого уплотнения пар отводится в выпускной трубопровод ЦВД, что даст возможность использовать энергию пара в последующих ступенях турбины. Пар из камер после второго отсека переднего уплотнения ЦВД и первых отсеков заднего уплотнения ЦВД, а также переднего уплотнения ЦСД отводится в четвертый регенеративный отбор, пар из следующих отсеков уплотнений ЦВД и ЦСД отводится в сальниковый подогреватель системы регенерации. Крайние камеры всех концевых уплотнений соединены с паровым пространством сальникового подогревателя, в котором с помощью эжектора поддерживается небольшое разрежение (абсолютное давление равно 0,095—0,098 МПа). В крайних ка-

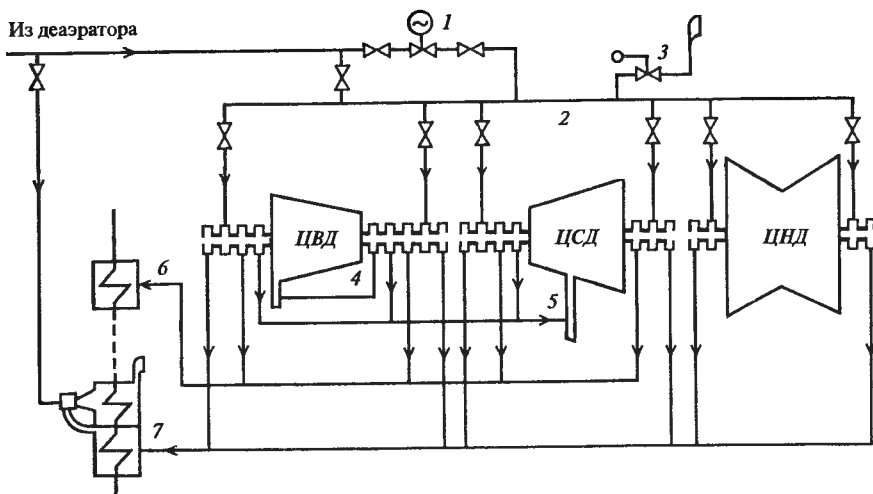


Рис. 4.7. Схема уплотнений турбины К-200-130:

1 — регулятор подачи пара на уплотнения; 2 — коллектор уплотняющего пара; 3 — предохранительный клапан; 4 — отсос пара во второй отбор; 5 — отсос пара в четвертый отбор; 6 — отсос пара в сальниковый подогреватель; 7 — отсос пара из концевых камер в сальниковый подогреватель с эжектором

мерах всех уплотнений разрежение поддерживается для того, чтобы исключить выход пара из уплотнений в помещение машинного зала и защитить близко расположенные корпуса подшипников от попадания в них пара. В турбинах выпуска довоенных или первых послевоенных лет пар из крайних камер уплотнений направлялся через вестовые трубы в помещение машинного зала. В камеры, соседние с крайними, во все концевые уплотнения подводится пар из деаэратора от общего коллектора, в котором регулятором поддерживается небольшое избыточное давление 10—20 кПа (0,1—0,2 кгс/см²). Для концевых уплотнений, перед которыми давление в турбине ниже атмосферного, небольшое избыточное давление в этих камерах необходимо, чтобы исключить присосы воздуха из атмосферы в турбину. Поэтому пар, поступающий в эти камеры, называют уплотняющим. В концевых уплотнениях ЦВД и переднем ЦСД пар, поступающий из коллектора 2, обеспечивает охлаждение ротора для снижения температуры шейки ротора и подшипника.

В турбинах АЭС пар может быть радиоактивным, и поэтому в камеры концевых уплотнений, соседние с крайними, подается нерадиоактивный пар из специального котла или испарителя, что исключает возможность попадания радиоактивного пара в машинный зал.

Конструкцию уплотнений турбин рассмотрим на примере турбин ТМЗ (рис. 4.8). В этих турбинах уплотнение образовано усиками, расположенными на статоре, а также выступами и впадинами прямоугольного сечения, выполненными на роторе. Усики на статоре располагают в уплотнительных кольцах, составленных из четырех или шести сегментов, за-

денных в пазы обоймы 2. Выступы сегментов прижимаются к опорным выступам пазов с помощью плоских пружин 6, а также давлением пара, поступающего в полость паза через специальные отверстия или фрезерованные канавки со стороны высокого давления уплотнительного кольца. В осевом направлении уплотнительное кольцо прижимается также за счет перепада давления пара, в результате этого перетечки пара через паз практически исключаются.

Несколько уплотнительных колец, установленных в обойме, образуют отсек уплотнения. Между отсеками уплотнения, как указывалось, располагаются камеры для отвода или подвода пара к уплотнению в соответствии со схемой организации потоков пара (см., например, рис. 4.7). В зависимости от давления перед концевым уплотнением число камер в них составляет 2—5.

Установка обойм в корпусе турбины осуществляется так же, как и установка сопловых диафрагм. Центровка обойм осуществляется с помощью лапок (сечение Б—Б) и шпонок (сечение В—В). Установка обойм в осевом направлении определяется положением усиков относительно канавок на роторе из условия отсутствия задеваний усиков о стенки канавки при различных относительных тепловых расширениях ротора и статора.

Усики сегментов уплотнений для рассматриваемой конструкции закрепляются зачеканкой по всей дуге сегмента. Для того чтобы усилия на усики при задеваниях были невелики, сегменты должны иметь возможность смещаться вдоль радиуса. При установке контролируется зазор a , который должен быть не менее 2 мм. Радиальные зазоры по усикам

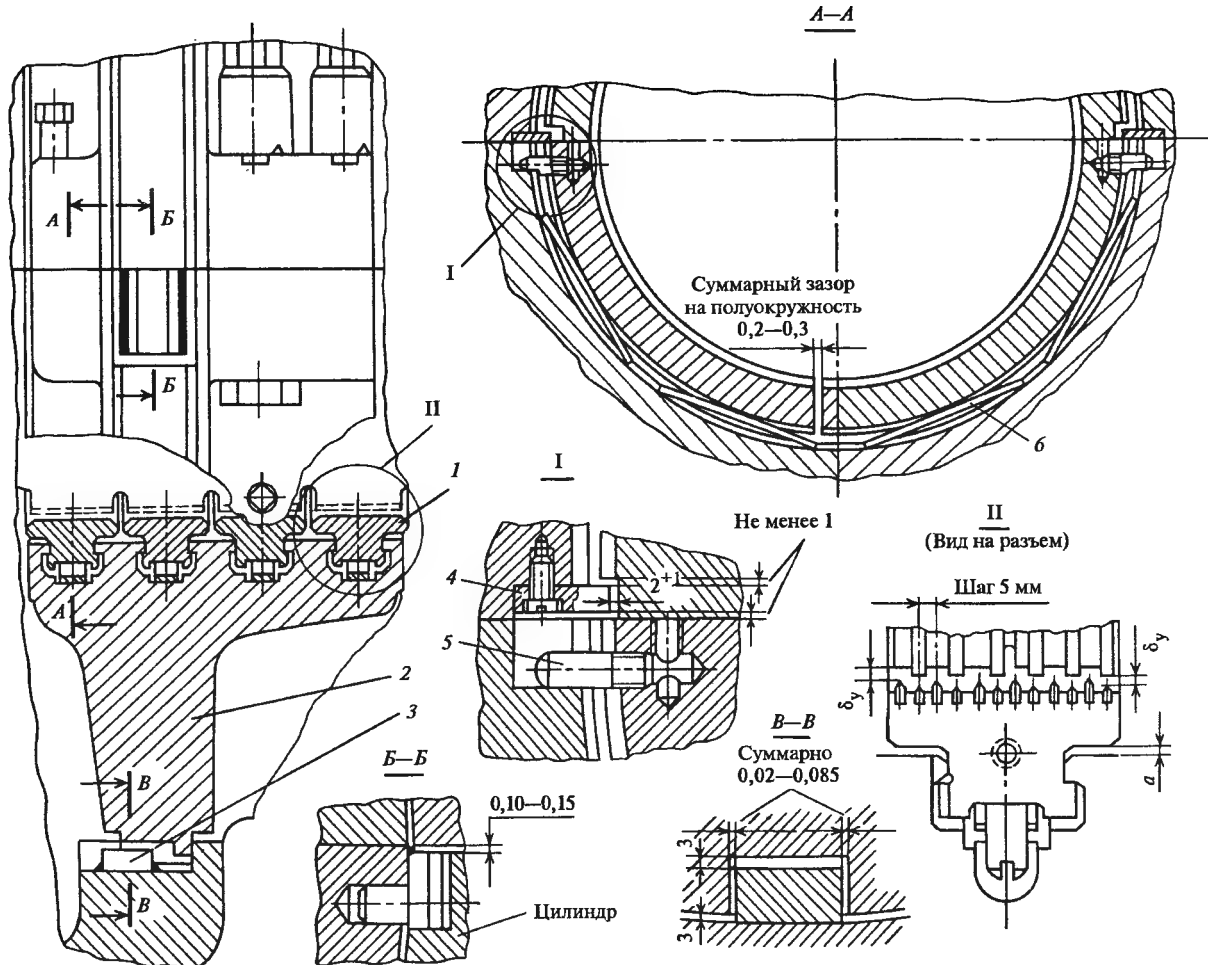


Рис. 4.8. Уплотнение:

1 — кольцо уплотнительное, состоящее из четырех сегментов; 2 — обойма уплотнительная из двух половин; 3 — шпонка радиальная; 4 — пластина стопорная; 5 — винт опорный; 6 — плоская пружина

δ_y зависят от диаметра уплотнения d_y и, как правило, равны $\delta_y = (0,001 \dots 0,0015)d_y$, т.е. 0,3—0,6 мм.

Материал уплотнительных усиков — латунь в зоне низких температур; монель-металл в зоне средних температур и нержавеющая сталь Х18Н9Т в зоне высоких температур. В турбинах АЭС, работающих на влажном паре, для уменьшения эрозионного износа детали уплотнений изготавливают из высокохромистых нержавеющих сталей или со специальными эрозионно устойчивыми покрытиями.

4.4. ЭРОЗИЯ ДЕТАЛЕЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН

В паровых турбинах ударному эрозионному износу подвержены рабочие лопатки последних и предпоследних ступеней конденсационных турбин. В местах, где поток пара с повышенным содержа-

нием влаги имеет высокую скорость, в особенности в ЦВД турбин АЭС, работающих на влажном паре, наблюдается износ от щелевой эрозии корпусов, обойм, диафрагм, арматуры и других деталей.

Эрозионный износ рабочих лопаток при ударах капель влаги о поверхность входных кромок лопаток (см. рис. 3.28) проявляется вначале в появлении шероховатости поверхности, затем на поверхности образуются углубления, кратеры, язвы, искажается форма профиля лопаток. При длительной работе возможно постепенное полное разрушение верхней части рабочей лопатки. В результате снижаются механическая прочность эродированных лопаток и КПД ступени.

Механизм эрозионного износа рабочих лопаток связан в основном с усталостным разрушением материала лопаток вследствие высоких механических

напряжений, которые возникают при ударе капли влаги о поверхность лопатки. Давление при соударении капли с поверхностью лопатки может быть определено на основе уравнения гидравлического удара Н.Е. Жуковского по формуле

$$p = \alpha \rho_{\text{вл}} w_{\text{вл}} a_{\text{вл}},$$

где $\rho_{\text{вл}}$ — плотность жидкости в канале; $w_{\text{вл}}$ — скорость капли относительно поверхности лопатки; $a_{\text{вл}}$ — скорость звука в жидкости; α — коэффициент, изменяющийся в зависимости от скорости капли $w_{\text{вл}}$ от 0,25 до 0,5; при $w_{\text{вл}} > 150$ м/с $\alpha = 0,5$.

Ударное давление может достигать 310 МПа при скорости капли в момент соударения с лопаткой 300 м/с. Эта относительная скорость капли $w_{\text{вл}}$ (см. рис. 3.28) достигается при окружных скоростях лопатки, немного превышающих значение $u = 300$ м/с.

На эрозионный процесс кроме механических напряжений могут оказывать влияние коррозия металлов, кавитация и т.п.

Различают три периода в развитии эрозионного износа лопаток (рис. 4.9): *I* — инкубационный период, когда в поверхностном слое материала накапливаются усталостные повреждения (образование и рост усталостных трещин); *II* — период интенсивной эрозии; *III* — период замедленного темпа эрозии. Продолжительность этих периодов зависит от влажности пара, дисперсности влаги, скорости капель в момент соударения с поверхностью лопатки. Замедление темпов эрозии в третьем периоде обусловлено демпфированием удара за счет влаги, находящейся в кавернах.

Распределение влаги в последних ступенях существенно неравномерное по радиусу, причем наибольшая влажность наблюдается в периферийных областях, поэтому эрозионному разрушению подвергается в первую очередь периферийная часть лопатки, занимающая приблизительно одну треть ее высоты.

Для защиты рабочих лопаток от эрозионного разрушения используются следующие способы:

1) снижение влажности пара на выходе из турбины, которое достигается повышением температуры свежего пара, применением промежуточного пе-

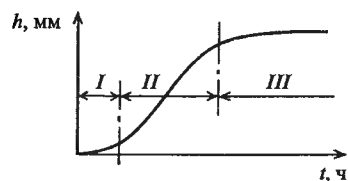


Рис. 4.9. Средняя глубина эрозионного разрушения в зависимости от времени работы лопатки

регрева пара, использованием выносных сепараторов в сочетании с промежуточным пароперегревателем для влажно-паровых турбин АЭС;

2) применение различных влагоулавливающих устройств в проточной части турбины (внутриканальная сепарация, влагоулавливающие устройства на периферии ступени, ступени-сепараторы);

3) увеличение осевых зазоров между соплами и рабочими лопатками, способствующее дроблению капель и снижению рассогласования скоростей влаги и пара (эти зазоры достигают 100—300 мм);

4) отказ от бандажных проволок, способствующих концентрации влаги;

5) применение продольных канавок на входной части спинки лопатки у периферии; влага в канавках демпфирует удары капель, и, кроме того, канавки способствуют сепарации влаги лопаткой;

6) применение эрозионно стойких материалов, упрочнение поверхности лопаток, использование защитных покрытий.

Для упрочнения входных кромок лопаток со стороны спинки к ним припаиваются серебряным припоем накладки, изготовленные из стеллита (рис. 4.10). Стеллит — сплав на кобальтовой основе, обладающий высокой твердостью и износостойкостью. Стеллитовые накладки состоят из нескольких частей по длине лопатки для того, чтобы при тепловых расширениях уменьшить скалывающие напряжения в шве между накладками и лопаткой.

В турбинах АЭС, работающих на радиоактивном паре, нельзя применять сплавы на кобальтовой основе по условиям радиационной безопасности. Поэтому на ряде заводов производят поверхностную закалку входных кромок лопаток или электроискровым методом наплавляют на поверхность лопаток твердый сплав.

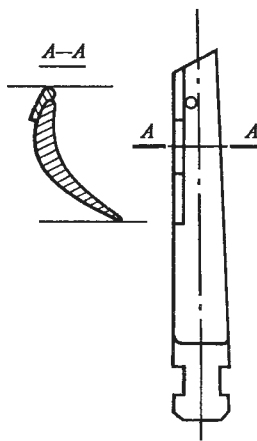


Рис. 4.10. Рабочая лопатка со стеллитовыми накладками

Перечисленные способы защиты от эрозионного износа позволяют избежать опасного эрозионного повреждения лопаток при окружных скоростях 560—580 м/с и степенях влажности за турбиной около 8 %, а при пониженных окружных скоростях и при влажности около 12—14 %.

4.5. СЕПАРАЦИЯ ВЛАГИ В ТУРБИНЕ

Удаление влаги из проточной части турбины существенно снижает эрозионный износ лопаток и наряду с этим способствует уменьшению потерь энергии от влажности, т.е. повышению относительного внутреннего КПД ступеней. Как показывают опыты, удается удалить только крупнодисперсную влагу, которая составляет небольшую долю общего влагосодержания пара.

Все многообразие конструкций влагоудаляющих (сепарационных) устройств можно разделить на три группы, соответствующие следующим способам сепарации влаги в турбинах: периферийная сепарация в ступени, внутриканальная сепарация и внешняя сепарация в выносных сепарационных устройствах.

Периферийная сепарация — способ, при котором влага за счет инерционных сил отбрасывается к периферии ступени, где улавливается специальными камерами с влагозадерживающими выступами, и затем удаляется из проточной части турбины (рис. 4.11). Отвод влаги в область пониженного давления сопровождается отсосом некоторого количества пара, что приводит к снижению КПД ступени. При периферийной сепарации влагоудаление осуществляется из зазора за сопловой решеткой (рис. 4.11, а, б) и с рабочих лопаток, а также из зазора за рабочими лопатками (рис. 4.11, в, г).

Следует отметить, что окружная скорость крупнодисперсной влаги за рабочими лопатками, как правило, выше, чем перед ними. Поэтому эффективность влагоудаления за рабочими лопатками существенно выше, чем за сопловыми лопатками. На эффективность периферийной сепарации существенное влияние оказывает давление в потоке. Так, в ЦВД влажно-паровых турбин АЭС эффективность влагоудаления существенно ниже, чем в ЦНД, и, кроме того, снижение аэродинамического качества периферийной части ступени за счет влагоотводящих камер приводит к дополнительным потерям энергии. Поэтому в ЦВД турбин АЭС целесообразно организовывать влагоудаление за ступенями, где производится отбор пара на регенерацию. В ЦВД

турбин АЭС эрозионного разрушения рабочих лопаток не наблюдается.

Внутриканальная сепарация — способ, при котором влага, концентрирующаяся на поверхностях лопаточного аппарата турбины за счет сепарации капель в криволинейных каналах решетки, отводится через специальные щели. Внутриканальную сепарацию обычно выполняют в сопловых лопатках (рис. 4.12). Щели, через которые отсасывается пленка, соединяют с областью низкого давления, например с конденсатором, через внутреннюю полость сопловой лопатки. Весьма эффективно располагать щель на выходной кромке сопла. В этом случае практически вся крупнодисперсная влага отводится через щель. При отсутствии сепарации пленка, достигая выходных кромок лопаток, дробится потоком пара на крупные капли, которые, ударяясь о рабочую лопатку, вызывают эрозионный износ и создают тормозной момент на роторе турбины.

Снижение эрозионного износа за счет внутриканальной сепарации наглядно видно из опытов на турбине «Шкода» (рис. 4.12). В части рабочей лопатки, расположенной за щелью (зона II), эрозия практически не заметна, в зоне I, где концентрация влаги невелика, наблюдается небольшое эрозионное разрушение, в зоне III эрозия наиболее интенсивна.

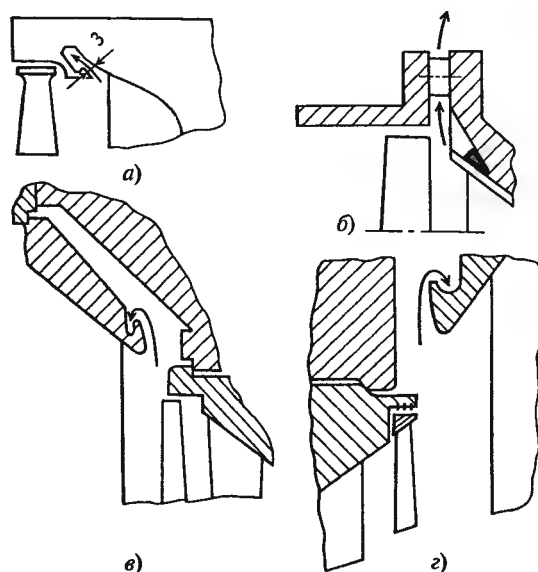
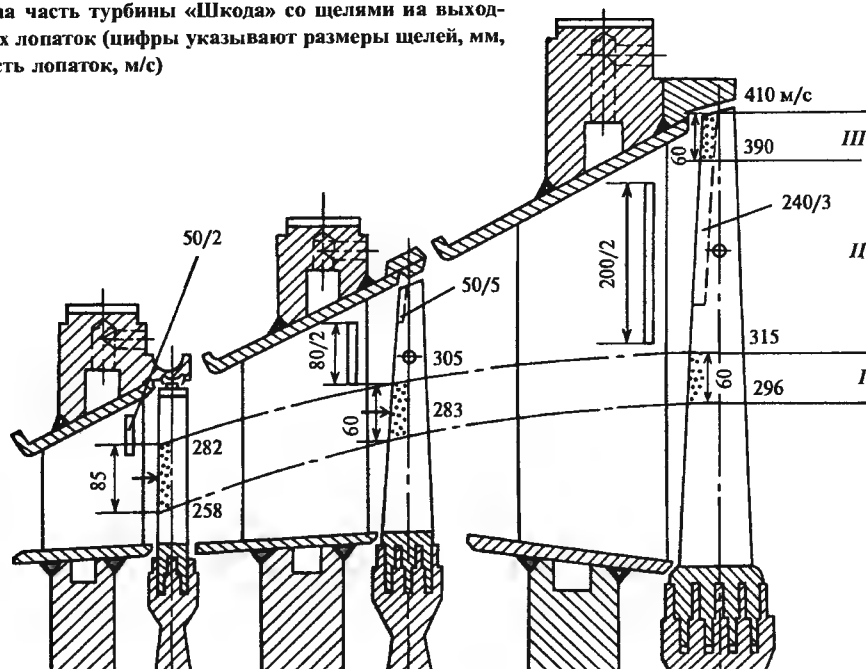


Рис. 4.11. Периферийное уплотнение в ступенях влажного пара (ЦНД):

а — за соплами последней ступени (ЛМЗ); б — то же (ХТЗ); в — за рабочими лопатками промежуточной ступени (ХТЗ); г — то же (ЛМЗ)

Рис. 4.12. Проточная часть турбины «Шкода» со щелями на выходной части сопловых лопаток (цифры указывают размеры щелей, мм, и окружную скорость лопаток, м/с)



Внешняя сепарация предполагает отвод из турбины всего потока пара к специальному сепаратору, который обычно располагается между ЦВД и ЦНД влажно-паровой турбины АЭС. Сепараторы отличаются небольшим гидравлическим сопротивлением и соответственно малыми скоростями движения пара при сепарации. Осаждение влаги в сепараторах осуществляется в различного типа жалюзийных каналах, на сетках из проволок диаметром 250—300 мкм с относительным объемом пустоты

$\epsilon = 98 \dots 99,5 \%$ при толщине набивки 100—150 мм, а также в циклонных устройствах. В турбинах АЭС, как правило, сепараторы совмещаются с последующим пароперегревателем (СПП). В табл. 4.1 приведены основные параметры и характеристики СПП для АЭС. На рис. 4.13 представлен сепаратор СПП-220-1 для турбины К-220-44 ХТЗ. Пар после ЦВД направляется в верхнюю часть СПП через патрубок I и далее в жалюзийные каналы сепараторов, скомпонованные в блоки по пять жалюзийных пакетов в ка-

Таблица 4.1. Основные параметры и характеристики сепараторов-пароперегревателей для АЭС

Характеристика	Тип				
	СПП-220*	СПП-220м	СПП-1000	СПП-500-1	СПП-750
Тип реактора	ВВЭР-440	ВВЭР-440	ВВЭР-1000	РБМК-1000	РБМК-1000
Тип турбины	К-220-44	К-220-44	К-1000-60	К-500-65	К-750-65
Число на турбину, шт	4	2	2	4	4
Расход нагреваемого пара, кг/с	67,7	135,5	327,7	144,4	211,9
Давление пара на входе, МПа	0,30	0,30	1,13	0,33	0,47
Расчетная температура пара на выходе, °С	241	241	250	263	263
Давление греющего пара, МПа	1,76**/4,22	1,76/4,22	2,69/5,59	1,86/6,28	6,18
Масса аппарата, т	80	107,5	128	118	150
Площадь поверхности нагрева, м ²	2560	1355*	1355*	2725	3390
Площадь фронта жалюзи, м ²	15	31	42	33	39

* Гладкие трубы.

** В числителе приведены данные для первой ступени, в знаменателе — для второй.

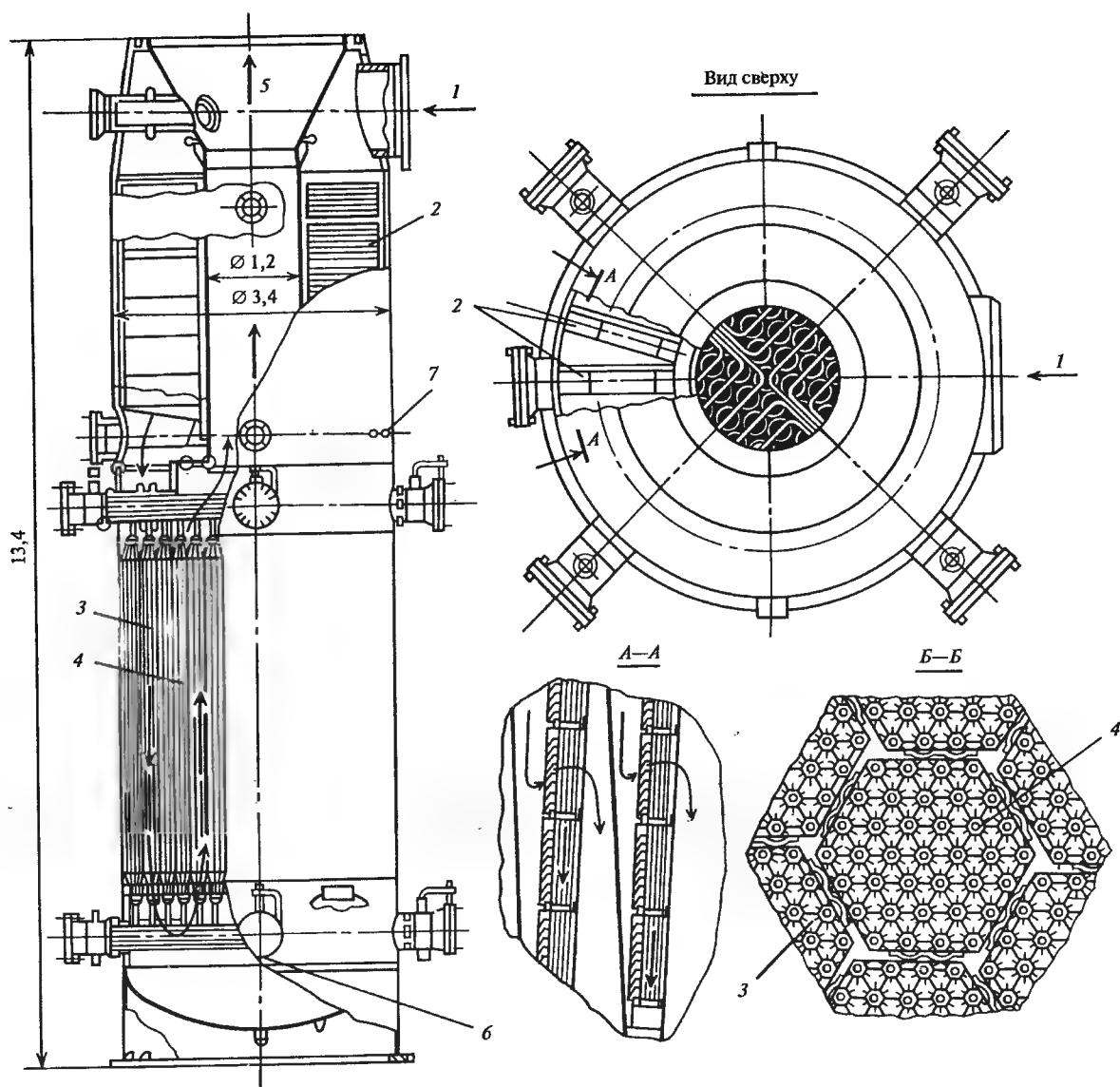


Рис. 4.13. Сепаратор-пароперегреватель СПП-220-1:

1 — вход пара (из ЦВД); 2 — сепарационные жалюзийные пакеты; 3 — первая ступень пароперегревателя; 4 — вторая ступень пароперегревателя; 5 — выход перегретого пара (в ЦНД); 6 — вход греющего пара; 7 — выход греющего пара

ждом блоке (рис. 4.14). При движении по криволинейным каналам знакопеременной кривизны влага осаждается на жалюзийных поверхностях и стекает в нижнюю часть СПП, где расположены первая 3 и вторая 4 ступени пароперегревателя (рис. 4.13). Обе ступени пароперегревателя выполнены из гладких трубок, расположенных вертикально. В пароперегревателе пар нагревается от температуры насыщения (136) до 241 °С.

Для всех конструкций СПП характерно применение вертикальных труб поверхностей нагрева, а в

качестве сепарационных элементов — вертикальных или слабо наклонных жалюзи с направляющими горизонтальными лопатками перед жалюзи и дырчатым листом за ними. Для двухконтурных АЭС применяют гладкие и оребренные трубы из углеродистой стали, для одноконтурных — только гладкие трубы из нержавеющей стали. Аппараты снабжены вынесенными сепараторосборниками и конденсаторосборниками, расположенными ниже точек слива из СПП. Слив из аппаратов безнапорный.

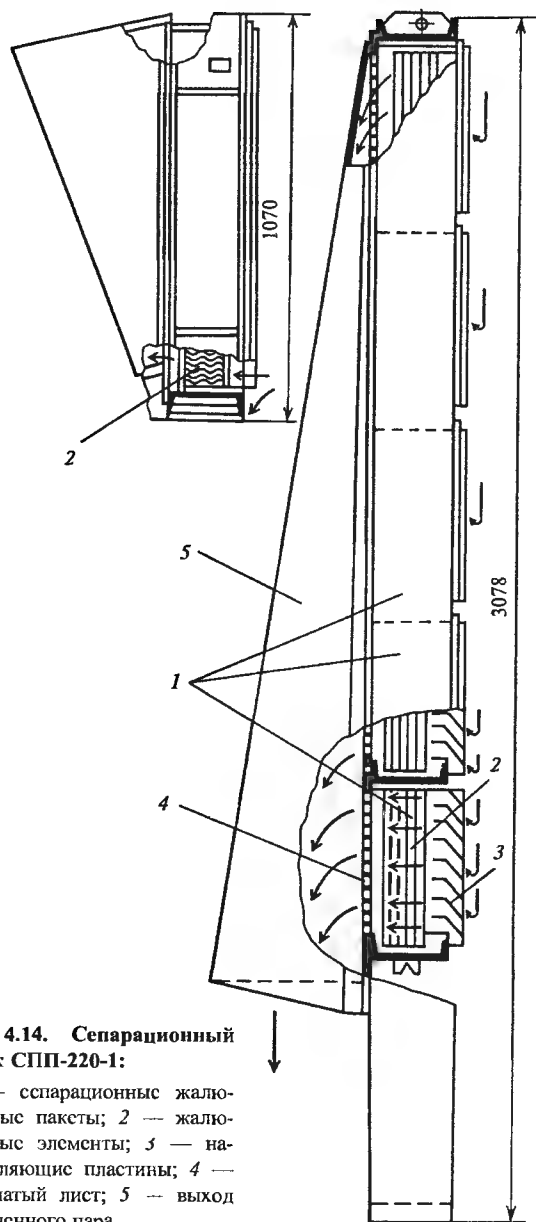


Рис. 4.14. Сепарационный блок СПП-220-1:

1 — сепарационные жалюзийные пакеты; 2 — жалюзийные элементы; 3 — направляющие пластины; 4 — дырчатый лист; 5 — выход осушенного пара

Ниже приводится описание сепаратора-пароперегревателя СПП-500-1 для одноконтурных АЭС (рис. 4.15).

Сепаратор СПП-500-1 представляет собой вертикальный цилиндрический аппарат, состоящий из собственно сепаратора и двух ступеней перегрева. Сепаратор расположен в верхней части аппарата и состоит из 20 блоков, установленных радиально между корпусом и центральной выходной трубой, по которой отводится перегретый пар. В каждом блоке имеются три одинаковых сепарационных пакета. В нижней части расположены две ступени пароперегревателя: в периферийной части — первая ступень,

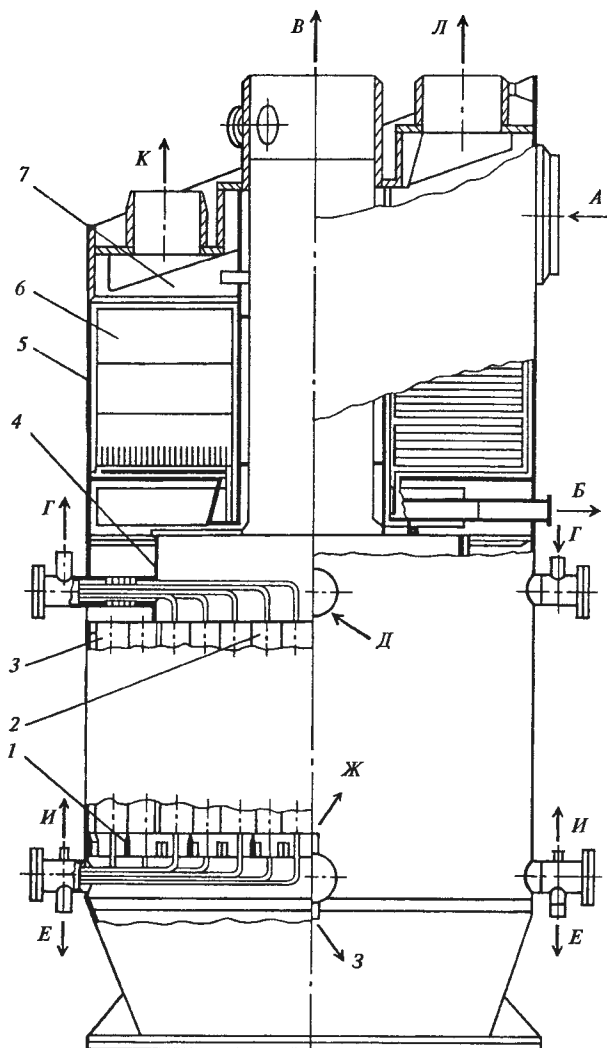


Рис. 4.15. Сепаратор-пароперегреватель СПП-500-1:

1 — опорная решетка модулей; 2 — модули второй ступени пароперегрева; 3 — модули первой ступени пароперегрева; 4 — перегородка между модулями первой и второй ступеней пароперегрева; 5 — корпус; 6 — блоки сепарационные; 7 — разделительная камера; А — вход влажного пара; Б — отвод сепарата после сепарационной части; В — выход перегретого пара; Г — подвод греющего пара к модулям второй ступени; Д — подвод греющего пара к модулям первой ступени; Е — отвод конденсата греющего пара из модулей второй ступени; Ж — отвод несконденсировавшихся газов из модулей первой ступени; З — отвод конденсата греющего пара из модулей первой ступени; И — отвод несконденсировавшихся газов из модулей второй ступени; К — к предохранительным клапанам; Л — к отбору

в центральной — вторая. Поверхность нагрева набрана из жесткотрубных теплообменников — модулей. Корпус модуля изготавливается из трубы 325 × 12 мм. В модуле устанавливаются 252 трубки 14 × 1,2 мм. Греющий пар подается в межтрубное пространство модуля через центральное

отверстие в трубной доске. Нагреваемый пар омывает внутреннюю поверхность труб и корпус модуля. Междудульное пространство заполнено интенсификаторами для ограничения расхода пара и улучшения теплообмена.

4.6. ОСЕВЫЕ УСИЛИЯ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА РОТОР ТУРБИНЫ

Надежность работы турбины в большой мере зависит от работоспособности упорного подшипника, который воспринимает результирующее осевое усилие, действующее на ротор турбины. Осевое усилие зависит от распределения давления пара по поверхностям ротора. Для определения осевого усилия ротор обычно разделяют на участки. Характерным является участок ротора в пределах одной ступени. Рассмотрим расчет осевого усилия для участка ротора одной из промежуточных ступеней многоступенчатой турбины (рис. 4.16). От профильной части рабочих лопаток на ротор передается осевое усилие R_a^I , которое может быть определено по результатам теплового расчета ступени (см. § 2.3, 3.3):

$$R_a^I = G(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + (p_1 - p_2)\pi d l_2. \quad (4.8)$$

Здесь разность давлений $p_1 - p_2$ зависит от степени реактивности ступени. Чем выше степень реактивности ступеней турбины, тем больше осевое усилие R_a^I . Составляющая, связанная с разностью осевых проекций скоростей $c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2$, для чисел $M_{1I} < 0,7$, как правило, близка к нулю, и поэтому его часто пренебрегают.

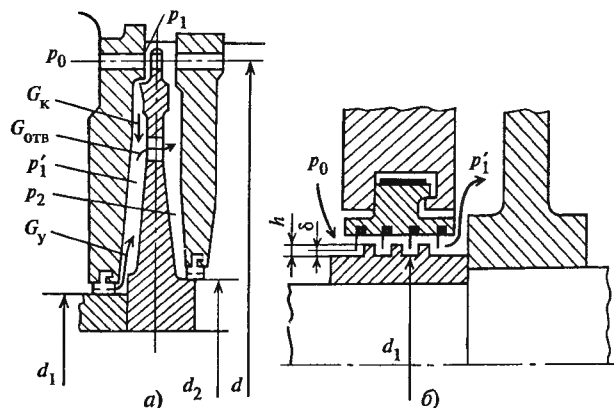


Рис. 4.16. К расчету осевого усилия в ступени турбины:
а — схема проточной части активной ступени; б — схема диафрагменного уплотнения

Вторая составляющая осевого усилия в ступени передается на ротор от кольцевой части полотна диска, расположенной между корневым диаметром $d_k = d - l_2$ и диаметром ротора под диафрагменным уплотнением d_2 (рис. 4.16):

$$R_a^{II} = (p'_1 - p_2) \frac{\pi}{4} (d_k^2 - d_2^2). \quad (4.9)$$

Здесь давление p'_1 между диафрагмой и диском зависит от соотношения трех расходов: диафрагменной протечки G_y , корневой протечки G_k и протечки через разгрузочные отверстия $G_{отв}$. Разность давлений $p'_1 - p_2$ пропорциональна разности давлений перед и за рабочими лопатками:

$$p'_1 - p_2 = k(p_1 - p_2).$$

Значение k может быть найдено из уравнения баланса расходов для камеры перед диском

$$G_y = \mp G_k + G_{отв}. \quad (4.10)$$

При определении расходов G_y , G_k , $G_{отв}$ в соответствующие формулы вводят коэффициенты расхода μ_y , μ_k и $\mu_{отв}$, а также площади зазоров в диафрагменном и корневом уплотнениях F_y и F_k и площадь сечений разгрузочных отверстий $F_{отв}$. От значений этих коэффициентов и размеров площадей существенно зависит давление перед диском p'_1 . Если, например, при эксплуатации турбины увеличивается зазор в диафрагменном уплотнении (износ уплотнительных гребней при задеваниях ротора о статор), то увеличивается протечка G_y и соответственно растут давление перед диском p'_1 и осевое усилие на полотно диска.

Разгрузочные отверстия позволяют снизить перепад давления $p'_1 - p_2$, действующий на полотно диска, по сравнению с перепадом $p_1 - p_2$, действующим на рабочие лопатки. Хорошее скругление входных кромок разгрузочных отверстий увеличивает коэффициент расхода $\mu_{отв}$ и снижает разность давлений $p'_1 - p_2$. В дисках последних ступеней, где абсолютные значения осевых усилий невелики, а механические напряжения высокие, разгрузочных отверстий, как правило, не выполняют, чтобы не создавать концентраций механических напряжений в дисках.

Третья составляющая осевого усилия в ступени действует на уступ ротора между диаметрами соседних диафрагменных уплотнений:

$$R_a^{\text{III}} = p_1' \frac{\pi(d_2^2 - d_1^2)}{4}. \quad (4.11)$$

Четвертая составляющая осевого усилия в ступени — усилие на выступы уплотнений (рис. 4.16, б) — запишется в виде

$$R_a^{\text{IV}} = 0,5(p_0 - p_1')\pi d_y h. \quad (4.12)$$

Здесь коэффициент 0,5 введен для учета того, что на выступ на роторе действует половина перепада давлений, приходящегося на каждую ступеньку уплотнения (выступ — впадина). Полное осевое усилие, действующее на ротор, находят суммированием всех составляющих в каждой ступени, а также усилий, действующих на уступы ротора, расположенные вне проточной части ступеней:

$$R = \sum_{i=1}^n R_a^{(i)},$$

где i — номер составляющей осевого усилия.

Для уменьшения осевого усилия $R_{\text{п}}$, передаваемого на упорный подшипник, применяют так называемый разгрузочный поршень, которым является первый отсек переднего концевой уплотнения с увеличенным диаметром уплотнительных щелей. На разгрузочном поршне создается усилие, направленное в противоположную сторону по отношению к потоку пара в ступенях турбины, частично или полностью уравновешивающее осевое усилие R (рис. 4.17):

$$R_{\text{п}} = R - R_{\text{разгр}}. \quad (4.13)$$

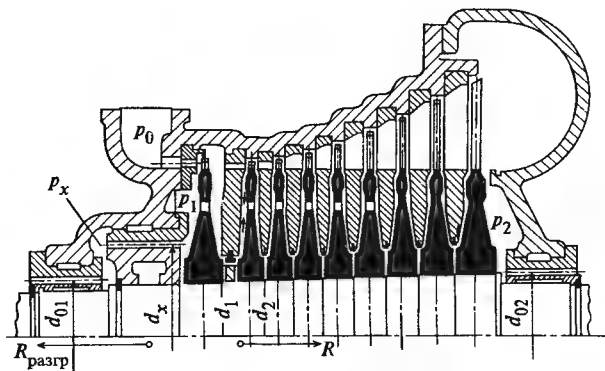


Рис. 4.17. Многоступенчатая турбина активного типа с разгрузочным поршнем (расчетная схема)

Усилие $R_{\text{разгр}}$, действующее на разгрузочный поршень, определяется перепадом давлений в камерах уплотнения перед и за разгрузочным поршнем и площадью, на которую действует этот перепад давлений. Для того чтобы обеспечить необходимое усилие на упорный подшипник $R_{\text{п}}$ и соответственно $R_{\text{разгр}}$, необходимо увеличить d_x до значения, которое определяется из уравнения

$$R_{\text{разгр}} = \frac{\pi(d_x^2 - d_{01}^2)}{4} (p_1 - p_x). \quad (4.14)$$

Как правило, в турбинах активного типа разгрузочный поршень имеет небольшой диаметр, в турбинах же реактивного типа, где усилие R очень велико, разгрузочный поршень выполняется большого диаметра, сравнимого с диаметром ступеней турбины.

В конденсационных турбинах без промежуточного перегрева пара уравновешивание осевых усилий производится за счет противоположного направления потоков в соседних цилиндрах (рис. 4.18). При этом, если муфта, соединяющая роторы цилиндров, жесткая, усилие на упорный подшипник равно разности усилий R_1 и R_2 .

В турбинах с промежуточным перегревом пара уравновешивание этим способом при переходных режимах осуществлять нельзя, так как из-за большой инерционности парового объема трубопроводов промежуточного перегрева давление перед частью среднего давления турбины изменяется не одновременно с изменением давления перед частью высокого давления. Поэтому усилия R_1 и R_2 , взаимно уравновешиваясь в стационарных режимах работы, могут существенно отличаться друг от друга и создавать, таким образом, при переходных режимах недопустимо большое усилие на упорном подшипнике. По этой причине в турбинах с промежуточным перегревом пара роторы ЧВД и ЧСД должны быть уравновешены каждый индивидуально (в отдельно-

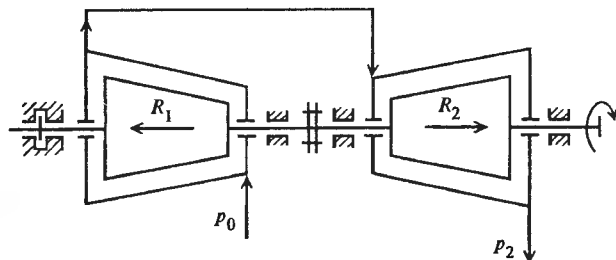


Рис. 4.18. Схема разгрузки упорного подшипника в двухцилиндровой турбине

сти), например, разгрузочными поршнями в ЧВД и ЧСД или за счет противоположного направления осевых усилий в пределах каждого ротора. При этих условиях как ротор ЧВД, так и ротор ЧСД будут уравновешены в стационарных и переходных режимах. Аналогичный принцип индивидуального уравновешивания осевых усилий роторов используют и для турбин с регулируемыми отборами пара. В турбинах с одним регулируемым отбором пара осевые усилия каждого из роторов зависят от расхода пара в ЧВД и ЧСД. При различных режимах работы турбины не может обеспечиваться взаимное уравновешивание за счет жесткого соединения роторов, так как взаимно уравновешенные при одном соотношении расходов пара G_1 и G_2 роторы будут взаимно не уравновешены при другом соотношении расходов. В связи с этим роторы ЧВД и ЧСД уравновешиваются индивидуально. Для турбин с двумя регулируемыми отборами пара уравновешиваются в отдельности роторы ЧВД, ЧСД и ЧНД.

На упорный подшипник турбины могут воздействовать также дополнительные осевые усилия от ротора приводимой машины (электрического генератора, воздуходувки и т.п.). Как правило, эти усилия невелики. Существенное осевое усилие может возникать в кулачковых и пружинных муфтах, соединяющих роторы соседних цилиндров турбины. Эти муфты подвижны в осевом направлении, и каждый из соединяемых роторов имеет самостоятельный упорный подшипник. Дополнительное осевое усилие может возникнуть, например, при тепловом расширении ротора и при ограничении подвижности муфты в осевом направлении за счет сил трения в зубцах. Дополнительное осевое усилие, возникаю-

щее в подвижной муфте, определяется силой трения в зубцах муфты. Сила трения зависит от крутящего момента, передаваемого муфтой, коэффициента трения в подвижном соединении муфты f и радиуса r_3 , на котором расположены зубцы муфты:

$$R_m = \frac{N_e f}{2\pi n r_3},$$

где N_e — мощность, передаваемая через муфту; n — частота вращения ротора.

В современных мощных турбинах, когда эти дополнительные усилия могут достигать больших значений, используют только жесткие (глухие) муфты.

В процессе эксплуатации осевые усилия в турбине могут изменяться в результате изменения степени реактивности отдельных ступеней или же их групп, а также протечек пара в диафрагменных и надбандажных уплотнениях и т.д. Изменение степени реактивности ступеней часто является следствием таких причин, как неодинаковая степень заноса солями рабочих и сопловых лопаток (различная относительная толщина отложений в горловых сечениях этих лопаток), повреждение выходных кромок лопаток. Если площади горловых проходных сечений рабочих лопаток уменьшаются в большей степени, чем площади соответствующих сечений сопловых, то степень реактивности возрастает.

Изменение осевых усилий может возникнуть в результате больших скоростей перехода с одного режима на другой. При этом быстрое изменение температуры деталей ротора и статора приводит к изменению зазоров в уплотнениях и к соответствующему изменению осевых усилий.

РАСЧЕТ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ТУРБИН

5.1. ОСНОВЫ ВЫБОРА КОНСТРУКЦИИ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ТУРБИН

Главные конструктивные особенности турбины, ее проточной части определяются следующими факторами:

- 1) параметрами пара перед турбиной и давлением за ней;
- 2) мощностью турбины;
- 3) частотой вращения ротора;
- 4) наличием или отсутствием промежуточного перегрева пара;
- 5) наличием или отсутствием регулируемых отборов пара;
- 6) опытом и традициями турбинных заводов, имеющимся в их распоряжении парком станков по изготовлению деталей и узлов турбины;
- 7) требованиями эксплуатации: скоростью пуска и нагружения турбины, диапазоном изменения ее нагрузки и т.п.;
- 8) унификацией узлов и деталей турбины;
- 9) технологичностью конструктивных решений и связанными с ней трудозатратами на изготовление турбины;
- 10) ремонтпригодностью конструкции турбины, ее узлов и деталей.

При конструировании турбины обычно разрабатывают несколько вариантов ее выполнения. Критерием при отборе вариантов являются затраты на выработку единицы электроэнергии.

При конструировании и расчете проточной части турбины обычно бывают заданы следующие величины:

- 1) номинальная электрическая мощность турбогенератора N_g ;
- 2) начальные параметры пара p_0 и t_0 ;
- 3) параметры пара после промежуточного пароперегревателя $p_{пп}$ и $t_{пп}$ (если имеется промежуточный перегрев пара);
- 4) давление отработавшего пара p_2 (p_k);

5) температура питательной воды на выходе из системы регенерации $t_{п.в}$;

6) частота вращения ротора турбины n .

Номинальной мощностью турбины называют ту наибольшую мощность, которая может развиваться на зажимах электрического генератора в течение практически любого отрезка времени не только при номинальных параметрах пара, но и при их отклонениях от номинальных, оговоренных в технических условиях на поставку турбины (при снижении начального давления, ухудшении вакуума и т.п.). Наряду с номинальной мощностью для паровых турбин используют также понятие *максимальной мощности*, которая превышает номинальную мощность при отклонениях параметров пара от номинальных значений (например, углубление вакуума, повышение давления перед турбиной в допустимых пределах) и при отключении регенеративных подогревателей.

В качестве начальных параметров пара p_0 и t_0 принимают его давление и температуру перед стопорным клапаном турбины. Давление пара непосредственно за котлом выше давления перед стопорным клапаном за счет гидравлических потерь в паропроводе от котла до турбины; температура пара за котлом также выше температуры перед стопорным клапаном из-за потерь теплоты паропроводом.

Параметры пара после промежуточного пароперегревателя $p_{пп}$ и $t_{пп}$ указывают обычно по состоянию перед отсечными клапанами ЧСД. Давление промежуточного перегрева $p_{пп}$ выбирают на основе экономических расчетов по минимуму затрат на выработку электрической энергии.

Давлением отработавшего пара p_2 (p_k) называют давление в выходном сечении выходного патрубка турбины. Для конденсационных турбин расчетное давление за турбиной p_k зависит от среднегодовой температуры охлаждающей воды, определяется оно также на основе технико-экономических расчетов по минимуму затрат на выработку электрической энергии.

Расчетную температуру питательной воды $t_{п.в}$ выбирают по предварительной оценке экономичности всей станции. Если рассматривать экономичность только паротурбинной установки, то целесообразной температурой питательной воды является температура насыщения при давлении на входе в котел. Однако в этом случае КПД котла снижается за счет повышения температуры уходящих газов. Температура $t_{п.в}$ в зависимости от начального давления находится обычно в следующих пределах: при $p_0 = 24,0$ МПа $t_{п.в} = 260 \dots 270$ °С; при $p_0 = 13,0$ МПа $t_{п.в} = 230 \dots 235$ °С; при $p_0 = 10,0$ МПа $t_{п.в} = 215 \dots 220$ °С.

Частота вращения ротора турбины определяется чаще всего частотой вращения приводимой машины. Для электрического генератора с двухполюсным ротором при частоте переменного тока 50 Гц частота вращения ротора турбины и генератора равна 50 с^{-1} . Если мощность турбины мала ($N_3 \leq 4000$ кВт), частоту вращения ее ротора целесообразно выполнять повышенной, а между турбиной и генератором устанавливать понижающий частоту вращения редуктор.

Для турбин очень большой мощности ($N_3 > 500 \dots 1000$ МВт) для сокращения числа цилиндров низкого давления целесообразно использовать частоту вращения $n = 25 \text{ с}^{-1}$ при четырехполюсном роторе электрического генератора.

Приступая к расчету турбины, выбирают расчетную мощность, т.е. мощность, соответствующую наибольшей экономичности турбины $N_3^{\text{эк}}$. Для турбин, работающих в достаточно широком диапазоне изменения нагрузки, в качестве расчетной принимают мощность, равную 0,8—0,9 номинальной. Крупные турбины, которые предполагается эксплуатировать при полной их загрузке в течение продолжительного времени, обычно имеют расчетную мощность, близкую к номинальной, $N_3^{\text{эк}} = (0,9 \dots 1,0) N_3$. Турбины для АЭС проектируются, как правило, при условии $N_3^{\text{эк}} = N_3$.

Далее выбирают тепловую схему паротурбинной установки — число регенеративных подогревателей, давление в деаэраторе, температуру питательной воды на выходе из подогревателей, параметры пара приводной турбины питательного насоса, давление промежуточного перегрева, для турбин АЭС — давление в промежуточном сепараторе и т.п. Для расчета тепловой схемы на основе статистических данных по экономичности турбин предварительно оценивают протекание процесса в h, s -диаграмме (см. § 5.3).

В результате расчета тепловой схемы определяют расходы пара во всех ступенях, а также расходы пара в регенеративных подогревателях. Кроме того, вычисляют другие тепловые характеристики паротурбинной установки — удельный расход пара, удельный расход теплоты, КПД η_3 .

Конструкция ступеней турбины, размеры элементов проточной части в большой степени зависят от объемного расхода пара — произведения массового расхода пара на его удельный объем Gv . От первых ступеней турбины к последним удельный объем пара значительно возрастает. Так, при параметрах пара $p_0 = 23,5$ МПа и $t_0 = 540$ °С удельный объем v в 2500 раз меньше удельного объема пара за последней ступенью турбины при $p_k = 3,4$ кПа. Поэтому объемный расход пара в первых ступенях существенно меньше, чем в последних.

В связи с особенностями проектирования проточной части все ступени конденсационной турбины разделяют на четыре группы:

- 1) регулирующие ступени;
- 2) ступени малых объемных расходов пара (первые нерегулируемые ступени турбин небольшой мощности);
- 3) промежуточные ступени с относительно большим объемным расходом пара;
- 4) последние ступени, работающие в части низкого давления турбины при очень большом объемном расходе пара.

Регулирующая ступень — это первая ступень турбины при сопловом парораспределении. При дроссельном парораспределении регулирующая ступень в турбине отсутствует. Основной конструктивной особенностью регулирующей ступени является изменяющаяся степень парциальности при изменении расхода пара на турбину (см. § 6.3). В связи с этим сопла регулирующей ступени объединены в группы. К каждой группе сопел пар подводится через самостоятельный регулирующий клапан. При одном открытом клапане работает одна группа сопел, и поэтому ступень работает при малой степени парциальности. По мере открытия следующих регулирующих клапанов степень парциальности растет. При всех открытых регулирующих клапанах степень парциальности регулирующей ступени всегда меньше единицы. Регулирующая ступень конст-

руктивно отделена объемной камерой от последующих нерегулируемых ступеней. Эта камера необходима для растекания пара в окружном направлении, чтобы обеспечить подвод его к первой нерегулируемой ступени по всей окружности без существенных аэродинамических потерь энергии.

По условиям экономичной работы турбины с сопловым парораспределением при переменном расходе пара в регулирующей ступени необходимо срабатывать повышенный теплоперепад $H_0^{p.ct}$.

Регулирующие ступени выполняют как одновенечными, так и двухвенечными. Одновенечные активные регулирующие ступени обычно применяют для срабатывания сравнительно малых теплоперепадов — до 80—120 кДж/кг. Двухвенечные ступени применяют для срабатывания сравнительно высоких теплоперепадов — 100—250 кДж/кг.

Теплоперепад и соответственно тип регулирующей ступени выбирают с учетом следующих особенностей влияния регулирующей ступени на конструкцию и экономичность турбины.

1. Применение двухвенечной регулирующей ступени и, следовательно, большого теплоперепада $H_0^{p.ct}$ приводит к сокращению числа нерегулируемых ступеней и снижению стоимости изготовления турбины. Однако в этом случае снижается КПД турбины при мощности, близкой к номинальной, так как экономичность двухвенечной регулирующей ступени существенно ниже, чем экономичность заменяемых нерегулируемых ступеней. Следует, однако, заметить, что потери энергии регулирующей ступени за счет явления возврата теплоты частично используются в последующих нерегулируемых ступенях. Поэтому при оценке снижения экономичности за счет регулирующей ступени необходимо учитывать явление возврата теплоты.

2. При большом теплоперепаде регулирующей ступени снижаются утечки пара через переднее концевое уплотнение, так как уменьшается давление в камере регулирующей ступени и, следовательно, перед передним концевым уплотнением. Этот эффект особенно заметен для турбин малой мощности, где относительная утечка велика.

3. Повышенный теплоперепад регулирующей ступени обеспечивает снижение температуры пара в камере регулирующей ступени и, следовательно, применение относительно дешевых низколегированных сталей для изготовления ротора и корпуса турбины.

В современных мощных турбинах в качестве регулирующей ступени применяют одновенечную ступень, так как преимущества повышенного теплоперепада по технико-экономическим расчетам не оправдываются.

В турбинах АЭС, работающих на насыщенном паре, лопатки регулирующей ступени часто аварийно разрушаются в связи с большими возмущающими усилиями при их вибрациях. Эти усилия обусловлены спецификой течения влажного пара в клапанах и соплах регулирующей ступени. Поэтому современные мощные турбины АЭС, работающие, как правило, при постоянной нагрузке, проектируют с дроссельным парораспределением.

Двухвенечные ступени находят применение в качестве регулирующих ступеней в турбинах малой мощности, а также в турбинах с противодавлением и в турбинах с регулируемыми отборами пара.

Первые нерегулируемые ступени турбин небольшой мощности (ступени с малым объемным расходом пара) отличаются небольшими высотами сопловых и рабочих лопаток. Для повышения КПД этих ступеней необходимо всеми возможными путями увеличивать высоту этих лопаток. Высоту сопловых лопаток можно определить по формуле, полученной на основе (3.1) и (3.2):

$$el_1 = \frac{Gv_{1l}}{\mu_1 \pi d c_{1l} \sin \alpha_{13}} \quad (5.1)$$

Для увеличения высоты лопаток первых ступеней используют следующие способы.

1. Применяют малые углы выхода потока из сопловой решетки: $\alpha_1 = 11 \dots 12^\circ$ для активных и $\alpha_1 = 14 \dots 15^\circ$ для реактивных ступеней. При этом необходимо иметь в виду, что профильные потери энергии в решетке с уменьшением углов выхода незначительно увеличиваются.

2. Применяют ступени с пониженным средним диаметром. В результате высоты сопловых лопаток увеличиваются как по причине уменьшения диаметра, так и по причине снижения скорости пара c_{1l} , связанного с этим уменьшением диаметра. Скорость уменьшается вследствие того, что отношение скоростей u/c_ϕ должно сохраняться неизменным (оптимальным). Следует иметь в виду, что при применении небольших диаметров ступени снижается теплоперепад, срабатываемый ступенью, так как уменьшается скорость c_ϕ . В результате этого увеличивается число ступеней турбины, повышается стоимость ее изготовления, турбину

приходится выполнять многоцилиндровой, так как в одном корпусе можно разместить не более 18—22 активных ступеней.

3. В турбинах малой мощности, когда высота лопаток $l_1 \leq 10 \dots 12$ мм, вводят парциальный выпуск пара в первые нерегулируемые ступени.

4. В турбинах малой мощности повышают частоту вращения ротора. В этом случае повышение высоты лопаток не сопровождается увеличением числа ступеней, как это имеет место при уменьшении только диаметра ступени. Здесь окружная скорость не снижается, так как уменьшение диаметра компенсируется увеличением частоты вращения ротора. При неизменной окружной скорости остается постоянным и срабатываемый ступенью теплоперепад. Для энергетических турбин в этом случае необходим понижающий редуктор, так как ротор генератора имеет частоту вращения 50 с^{-1} . Повышенную частоту вращения ротора турбины применяют при условии, что прирост полезной энергии в проточной части турбины превышает потери энергии в редукторе.

Промежуточные ступени и первые нерегулируемые ступени крупных турбин отличаются сравнительно большими объемными расходами пара, а следовательно, и относительно высокими рабочими и сопловыми лопатками, однако не предельной высоты. Поэтому для этих ступеней высокий КПД обеспечивается с меньшими трудностями, чем для ступеней с короткими лопатками. Не возникает здесь и особых трудностей по обеспечению прочности лопаток, так как высота их меньше, чем в последних ступенях. Промежуточные ступени отличаются также меньшей веерностью, чем последние ступени, где отношение d/l составляет 2,5—3,0. Поэтому потери от веерности в промежуточных ступенях меньше, чем в последних.

5.2. ПРЕДЕЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ ОДНОПОТОЧНОЙ КОНДЕНСАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ

Последние ступени конденсационных турбин отличаются большими высотами сопловых и рабочих лопаток, так как эти ступени в турбине работают с наибольшим объемным расходом пара Gv . В связи с большой длиной рабочих лопаток последней ступени их механическая прочность находится на пределе. Другими словами, предельный расход пара, который можно пропустить через последнюю ступень, зависит от механической прочности рабочих лопаток последней ступени. Предельный расход пара, который можно пропустить через один поток

ступеней низкого давления, определяет и предельную внутреннюю мощность однопоточной конденсационной турбины, которую приближенно подсчитывают по формуле

$$N_i = m G_k H_0 \eta_{oi}, \quad (5.2)$$

где G_k — расход пара в конденсатор однопоточной турбины; m — коэффициент, учитывающий выработку мощности потоками пара, направляемыми в регенеративные отборы. Коэффициент m зависит от параметров свежего пара, числа регенеративных отборов, температуры питательной воды. Значение коэффициента находится в пределах 1,1—1,3.

Расход пара G_k можно определить по уравнению неразрывности, записанному для сечения за рабочими лопатками последней ступени:

$$G_k = \pi d_2 l_2 c_2 \sin \alpha_2 / v_2, \quad (5.3)$$

где d_2 — средний диаметр рабочих лопаток последней ступени; l_2 — высота рабочих лопаток последней ступени; c_2 , v_2 — осредненные скорость и удельный объем на выходе из каналов рабочих лопаток последней ступени.

Величина $\Omega = \pi d_2 l_2$ составляет площадь, ометаемую рабочими лопатками, или аксиальную площадь выхода из рабочих лопаток последней ступени. При расчетном режиме работы, как правило, угол выхода потока в абсолютном движении $\alpha_2 \approx 90^\circ$. Поэтому уравнение неразрывности можно записать:

$$G_k = \Omega c_2 / v_2. \quad (5.4)$$

Из этого уравнения видно, что для повышения предельной мощности осевая площадь Ω должна выбираться максимально возможной. При заданной частоте вращения ротора максимальная площадь Ω ограничивается прочностными свойствами и плотностью материала лопаток. Действительно, напряжения растяжения от центробежных сил в корне лопатки постоянного сечения можно определить по формуле

$$\sigma_{\text{пост}} = \frac{C_{\text{л}}}{F_{\text{л}}} = \frac{\rho F_{\text{л}} l_2 \omega^2 d_2}{2 F_{\text{л}}},$$

или

$$\sigma_{\text{пост}} = 2 \rho l_2 \pi^2 n^2 d_2 = 2 \rho \Omega \pi n^2, \quad (5.5)$$

где $C_{\text{л}}$ — центробежная сила лопатки постоянного сечения; $F_{\text{л}}$ — площадь поперечного сечения профильной части лопатки; ρ — плотность материала лопатки; ω — угловая скорость ротора турбины; n — частота вращения ротора турбины.

Лопатки последних ступеней выполняют переменного сечения, площадь которого уменьшается от корня к периферии лопатки. Поэтому напряжение σ в корневом сечении такой лопатки существенно снижается по сравнению с лопаткой постоянного сечения. Приблизительно это снижение учитывается коэффициентом $k_{\text{разгр}}$, вводимым в (5.5). Таким образом, напряжение от центробежных сил лопатки переменного сечения определится по формуле

$$\sigma = \frac{2}{k_{\text{разгр}}} \rho \pi n^2 \Omega. \quad (5.6)$$

Коэффициент разгрузки зависит от отношения площадей периферийного и корневого поперечных сечений лопатки $f_{\text{п}}/f_{\text{к}}$ и закона изменения площадей по длине:

$$1/k_{\text{разгр}} \approx 0,35 + 0,65 f_{\text{п}}/f_{\text{к}}.$$

Наименьшее значение $f_{\text{п}}/f_{\text{к}}$ равно 0,1—0,14, а коэффициент $k_{\text{разгр}}$ достигает значений 2,3—2,4.

Подставляя в (5.2) величину $G_{\text{к}}$, выраженную из соотношений (5.4) и (5.6), получаем мощность однопоточной турбины

$$N_i = \frac{m}{2\pi} k_{\text{разгр}} \eta_{oi} \frac{\sigma c_2 H_0}{\rho n^2 v_2}. \quad (5.7)$$

Из этой формулы видно, что предельная мощность однопоточной турбины зависит от шести основных параметров: σ , c_2 , H_0 , v_2 , n , ρ .

Значение σ определяется допустимыми напряжениями на растяжение для материала лопатки. Для нержавеющей стали $\sigma = 450$ МПа. Эти напряжения определяют предельную аксиальную площадь Ω . Так, в соответствии с формулой (5.6) при $n = 50 \text{ с}^{-1}$ предельное значение аксиальной площади равно $8,6 \text{ м}^2$. Совершенствуя марки сталей для лопаток последних ступеней, улучшая профилирование лопаток в целях повышения коэффициента $k_{\text{разгр}}$, можно увеличить предельную аксиальную площадь Ω , а с ней и предельную мощность турбины.

Размеры рабочих лопаток последних ступеней ряда турбин представлены в табл. 5.1.

Выходная скорость c_2 зависит от допустимой потери энергии $c_2^2/2$, выбор которой определяется стоимостью топлива, числом часов использования установки, капитальными и эксплуатационными затратами на конденсационную установку и т.п. Поте-

Таблица 5.1. Размеры рабочих лопаток последних ступеней конденсационных турбин большой мощности

$n, \text{с}^{-1}$	$l_2, \text{мм}$	d_2/l_2	$\Omega, \text{м}^2$	$u_n, \text{м/с}$	Изготовитель
50	1200*	2,5	11,3	658	ЛМЗ
50	1080	2,73	10,0	633	KWU
50	1050	2,43	8,41	565	ХТЗ
50	1030	2,46	8,19	559	ХТЗ
50	960	2,58	7,48	540	ЛМЗ
50	952	2,61	7,40	538	АЕI—ЕЕ
50	940	2,62	7,28	534	ТМЗ
50	870	2,84	6,76	524	«Шкода»
50	855	2,87	6,60	520	KWU
50	852	2,76	6,26	503	ХТЗ
25	1500	2,87	20,3	455	АЕG
25	1450	2,86	18,9	440	ХТЗ
25	1365	3,14	18,4	443	KWU
60	852	2,71	6,15	594	GE, «Хитачи»
60	787	3,15	6,12	616	«Вестингауз»
60	723	3,0	4,92	545	ABB
30	1320	3,0	16,42	498	ABB
30	1270	3,0	15,35	480	«Вестингауз»

* Лопатка изготовлена из титанового сплава.

ри энергии с выходной скоростью для крупных турбин находятся в пределах 20—40 кДж/кг, причем изменение потерь энергии с выходной скоростью для турбин влажного пара АЭС вызывает большее изменение КПД $\eta_{0,3}$, чем для турбин перегретого пара. Таким образом, из формулы (5.7) следует, что чем выше экономически целесообразное значение выходной скорости c_2 в последней ступени конденсационной турбины, тем выше может быть достигнута предельная мощность этой турбины.

Располагаемый теплоперепад турбины H_0 зависит от параметров пара перед ней. Введение промежуточного перегрева пара существенно увеличивает располагаемый теплоперепад. Для турбин АЭС, работающих на влажном паре, H_0 значительно меньше, чем для турбин, использующих перегретый пар; поэтому и предельная мощность этих турбин приблизительно на 20 % меньше, чем для турбин, работающих на перегретом паре.

Удельный объем пара за последней ступенью v_2 зависит от давления в конденсаторе $p_{\text{к}}$. Повышая давление $p_{\text{к}}$ и уменьшая соответственно v_2 , можно добиться повышения предельной мощности. Одна-

ко экономичность турбинной установки при этом заметно снижается. Так, при повышении давления p_k , например, от 3,5 до 5,0 кПа предельная мощность при прочих равных условиях увеличивается на 43 %, а КПД турбинной установки уменьшается на $\Delta\eta_3/\eta_3 = 0,5$ % для современных турбин, использующих перегретый пар, и на 0,9 % для турбин, работающих на насыщенном паре. Выбор давления в конденсаторе зависит от затрат на изготовление турбины, конденсатора, системы водоснабжения, а также от стоимости топлива и эксплуатационных затрат на конденсационную установку.

Частота вращения ротора n оказывает значительное влияние на предельную мощность турбины. При уменьшении n в 2 раза предельная мощность турбины увеличивается в 4 раза. В настоящее время турбины большой мощности, работающие на перегретом паре, выполняют на частоту вращения $n = 50 \text{ с}^{-1}$; для АЭС турбины насыщенного пара мощностью 750—1000 МВт выполняют, как правило, на $n = 50 \text{ с}^{-1}$, а мощностью, равной 1000 МВт и более, — на $n = 25 \text{ с}^{-1}$. При переходе от частоты вращения $n = 50 \text{ с}^{-1}$ к $n = 25 \text{ с}^{-1}$ наибольшую мощность однопоточной турбины практически не увеличивают в 4 раза, как это следует из (5.7), по следующим причинам. Во-первых, в настоящее время при увеличении предельной мощности в 4 раза вследствие увеличения строительных размеров роторов, конденсаторов, выходных патрубков их технологическое выполнение является трудно осуществимым. Поэтому высоту лопаток и средний диаметр ступени в тихоходных турбинах увеличивают приблизительно в 1,5 раза.

Во-вторых, чтобы повысить КПД проточной части ЦНД и в особенности последней ступени отношение среднего диаметра к высоте лопатки d/l

не выполняют предельно низким, как для турбин с $n = 50 \text{ с}^{-1}$. При этом уменьшаются числа M в решетках, появляется возможность профилирования сопловых и рабочих лопаток с меньшими аэродинамическими потерями.

Плотность материала рабочих лопаток ρ влияет на предельную мощность турбины в совокупности с допустимыми напряжениями этого материала σ ; здесь удобно рассматривать влияние отношения ρ/σ . Чем меньше ρ/σ для материала рабочих лопаток, тем больше предельная мощность турбины. Для рабочих лопаток последних ступеней используется сравнительно легкий титановый сплав ($\rho = 4,5 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$) с высоким уровнем допускаемых напряжений. Отношение ρ/σ для титанового сплава равно $12,6 \text{ кг/(м}^3 \cdot \text{МПа)}$; для нержавеющей стали, применяемой для рабочих лопаток, $\rho/\sigma = 17,3 \text{ кг/(м}^3 \cdot \text{МПа)}$. Использование титанового сплава позволяет повысить предельную мощность приблизительно в 1,5 раза.

В табл. 5.2 приведены значения предельных мощностей однопоточных конденсационных турбин со стальными рабочими лопатками.

В уникальной турбине К-1200-240 ЛМЗ, рассчитанной на $n = 50 \text{ с}^{-1}$, последняя лопатка изготовлена из титанового сплава и имеет длину 1200 мм. Предельная мощность одного потока этой турбины составляет 200 МВт. Общая мощность турбины, равная в 1200 МВт, достигнута за счет применения шести параллельных потоков пара, поступающих в конденсатор (рис. 5.1); при этом на пути каждого потока в ЦНД выполняют одинаковые турбинные ступени. Таким образом, увеличение числа потоков пара в конденсатор является одним из способов повышения предельной мощности турбины. Однако увеличение числа потоков пара в конденсатор ограничено,

Таблица 5.2. Характеристики однопоточной турбины при $n = 50 \text{ с}^{-1}$, $p_k = 4 \text{ кПа}$, $\Delta H_{в.с} = 23$ и $36,5 \text{ кДж/кг}$

Показатель	Значение					
Давление свежего пара, МПа	2,84	8,83	12,75	23,5	29,4	5,9
Температура свежего пара, °С	400	535	565	580	650	Сухой насыщенный пар
Температура промежуточного перегрева, °С	—	—	565	569	565/565	
Удельный расход теплоты q , кДж/кДж	3,08	2,46	2,21	2,07	1,945	3,16
Удельный расход пара в конденсатор, кг/(кВт · ч)	3,46	2,43	2,01	1,78	1,57	3,53
Мощность однопоточной турбины, МВт, при:						
$\Delta H_{в.с} = 23 \text{ кДж/кг}$	53,5	76,0	92,0	104	118	52,4
$\Delta H_{в.с} = 36,5 \text{ кДж/кг}$	67,4	96,0	116,0	131	148,6	66

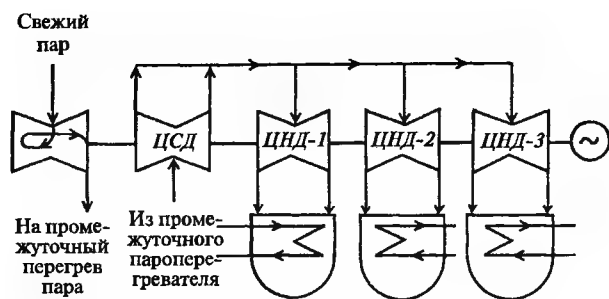


Рис. 5.1. Потоки пара в турбине К-1200-240

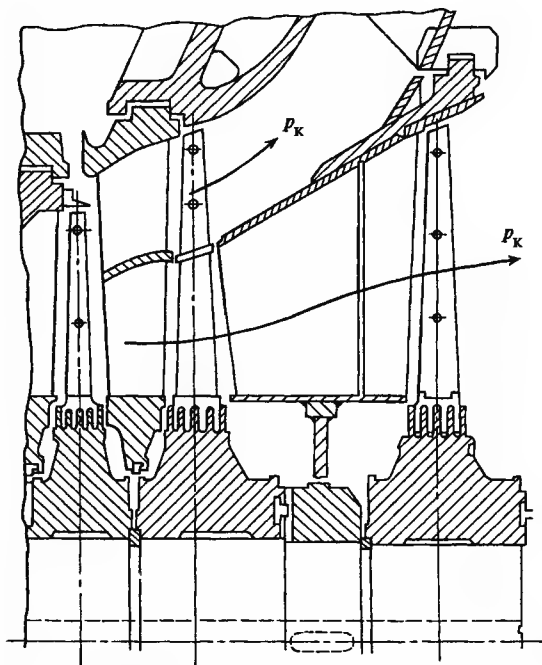


Рис. 5.2. Проточная часть с предпоследней двухъярусной ступенью (ступенью Баумана)

так как турбину более чем из пяти цилиндров изготовить в настоящее время не удастся. Поэтому для турбин перегретого пара предельное число потоков в конденсатор равно шести, а число ЦНД — трем.

Другим способом повышения предельной мощности является применение двухъярусных лопаток в предпоследней ступени (полуторный выхлоп), которая называется ступенью Баумана (рис. 5.2). На верхнем ярусе ступени Баумана срабатывается тепловыделение, равный сумме тепловыделений нижнего яруса этой ступени и последней ступени. Через верхний ярус одна треть расхода пара $G_{в.я}$ направляется непосредственно в конденсатор, минуя последнюю ступень, предельную по прочности. В результате предельная мощность полуторного выхло-

па увеличивается в 1,5 раза. Таким образом, при трех ЦНД мощность турбины, по параметрам идентичной турбине К-1200-240, можно увеличить до 1800 МВт. Однако использование ступени Баумана сопровождается снижением экономичности проточной части ЦНД (при условии одинаковой выходной потери энергии $c_2^2/2$) по следующим причинам.

1. В решетках сопловых и рабочих лопаток верхнего яруса возникают большие числа M и соответственно повышенные потери энергии.

2. Снижается эффективность выходного патрубка из-за стесненности выхода из верхнего яруса.

3. Повышаются концевые потери в решетках, так как уменьшается их относительная высота. Это относится не только к решеткам ступени Баумана, но и к сопловой решетке последней ступени, в которой увеличивается осевой размер между ступенью Баумана и рабочими лопатками последней ступени.

4. Возникают дополнительные потери от перетечек пара из нижнего яруса в верхний в зазоре между соплами и рабочими лопатками ступени Баумана.

В настоящее время ступени Баумана не находят применения главным образом из-за снижения экономичности и сложности их изготовления и обеспечения вибрационной надежности. Исключением является турбина К-200-130, в которой предпоследняя ступень выполнена двухъярусной.

5.3. ПРИБЛИЖЕННАЯ ОЦЕНКА ПРОЦЕССА ТЕЧЕНИЯ ПАРА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ

Для расчетов тепловой схемы турбинной установки и для детального расчета проточной части турбины необходима предварительная оценка параметров пара вдоль проточной части проектируемой турбины. С этой целью строят процесс в h, s -диаграмме на основе оценок относительного внутреннего КПД, полученных по данным фактической эффективности турбин, находящихся в эксплуатации. После построения процесса в h, s -диаграмме легко оцениваются параметры пара в любой точке проточной части турбины и, в частности, в регенеративных отборах пара и на выходе из турбины. По приближенному процессу в h, s -диаграмме проводят расчет тепловой схемы, определяют расход пара на турбину, расходы в регенеративных подогревателях, а также приближенные характеристики тепловой экономичности паротурбинной установки: удельный расход теплоты, удельный расход пара и другие, которые уточняются повторно после проведения детального расчета проточной части турбины.

и, используя соотношение $Q_2 = G_k(h_k - h'_k)$, для конденсатора турбины получают

$$G_k = \frac{N_3}{(h_k - h'_k)\eta_m\eta_{3,\Gamma}} \left(\frac{1}{\eta_{ip}} - 1 \right), \quad (5.13)$$

где h_k можно найти грубым построением процесса в h, s -диаграмме для ЦСД и ЦНД, принимая $\eta_{oi} = 0,85$ и используя известные из задания на расчет значения параметров пара после промежуточного перегрева и давление за турбиной.

В этих формулах значение механического КПД достаточно надежно может быть оценено по рис. 5.5. Здесь же приведены потери мощности в редукторе для случая, когда турбина малой мощности связана с электрическим генератором через редуктор. На рисунке даны пределы механических потерь энергии, учитывающие разное число подшипников, разные типы масляных насосов и их приводов и т.п. Коэффициент полезного действия электрических генераторов $\eta_{3,\Gamma}$ можно принять по табл. 5.3.

Оценив таким образом по формулам (5.9) или (5.10) КПД регулирующей ступени, находят КПД нерегулируемых ступеней ЧВД и ЧСД. КПД сомкнутой группы ступеней с полной потерей выходной

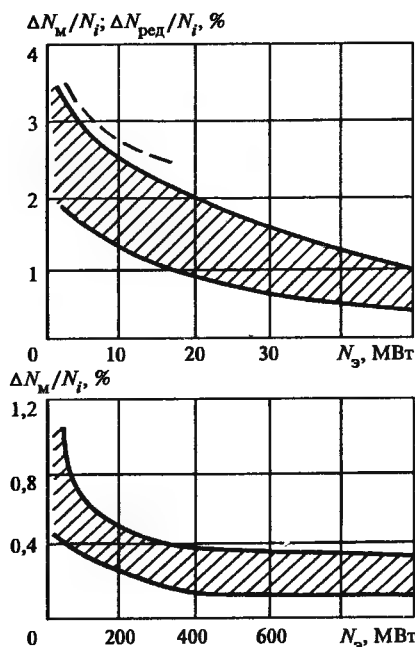


Рис. 5.5. Механические потери мощности в турбоагрегате:

— — — — — потери мощности в редукторе

Таблица 5.3. КПД электрических генераторов при $n = 50 \text{ с}^{-1}$

Тип генератора	Завод-изготовитель	Номинальная мощность, МВт	КПД, %	Вид охлаждения
T2-0,75-2	«Электросила»	0,75	93,5	Воздушное
T2Б-1,5-2	»	1,5	94,5	»
T2-2,5-2	»	2,5	95,0	»
T2-4-2	»	4,0	96,2	»
T2-6-2	»	6,0	96,4	»
T2-12-2	»	12,0	97,0	»
T2-25-2	»	25	97,4	»
ТВС-30	Электротяжмаш	30	98,3	Водородное
T2-50-2	«Электросила»	50	97,6	Воздушное
ТВ-50-2	»	50	98,5	Водородное
ТВ-60-2	»	60	98,55	»
ТВФ-60-2	»	60	98,55	»
ТВ-100-2	»	100	98,7	»
ТВФ-100-2	»	100	98,7	»
ТВ-150-2	»	150	98,9	»
ТВВ-165-2	»	160	98,9	»
ТВФ-200-2	»	200	98,8	»
ТГВ-200	Электротяжмаш	200	98,87	»
ТВВ-320-2	«Электросила»	300	98,8	»
ТГВ-300	Электротяжмаш	300	98,75	»
ТГВ-500	»	500	98,75	»
ТВВ-500-2	«Электросила»	500	98,7	»
ТВВ-800-2	»	800	98,7	»

скорости в последней ступени для перегретого пара и $n = 50 \text{ с}^{-1}$ подсчитывают по формуле

$$\eta_{oi}^{п.п} = \left(0,925 - \frac{0,5}{G_{cp} v_{cp}} \right) \times \left(1 + \frac{H_0^{rp} - 600}{20\,000} \right) (1 - \xi_{в.с}), \quad (5.14)$$

где $G_{cp} = \sqrt{G_1 G_2}$ — средний расход пара через группу ступеней, кг/с; $v_{cp} = \sqrt{v_1 v_2}$ — средний удельный объем пара, $\text{м}^3/\text{кг}$; G_1 и G_2 , v_1 и v_2 — расходы, кг/с, и удельные объемы, $\text{м}^3/\text{кг}$, пара перед и за группой ступеней; H_0^{rp} — располагаемый теплотерепад группы ступеней, кДж/кг; $\xi_{в.с} = \frac{1}{z} \sin^2 \alpha_{13}$; z — число ступеней в группе.

КПД группы ступеней низкого давления на перегретом паре при $n = 50 \text{ с}^{-1}$ оценивают по формуле

$$\eta_{oi}^{п.п} = 0,870 \left(1 + \frac{H_0^{н.д} - 400}{10\,000} \right) - \frac{\Delta H_{в.с}}{H_0^{н.д}}, \quad (5.15)$$

где $H_0^{н.д}$ — располагаемый теплоперепад части низкого давления, кДж/кг;

$$\Delta H_{в.с} = \frac{10^{-3}}{2} \left(\frac{G_k v_k}{\Omega} \right)^2 \left(1 + \frac{0,1}{d_z/l_{2z} - 1} \right) \quad (5.16)$$

— приближенная потеря энергии с выходной скоростью в последней ступени, кДж/кг; d_z/l_{2z} — величина, обратная веерности последней ступени; Ω — осевая площадь сечения на выходе из рабочих лопаток последней ступени, м^2 ; G_k, v_k — расход, кг/с, и удельный объем пара, $\text{м}^3/\text{кг}$, на выходе из последней ступени.

Если тепловой процесс расширения в группе ступеней протекает в области влажного пара, то КПД группы находят с учетом поправки на влажность:

$$\left. \begin{aligned} \eta_{oi}^{гр} &= k_{вл} \eta_{oi}^{п.п}; \\ k_{вл} &= 1 - a_{вл} \frac{y_1 + y_2}{2}, \end{aligned} \right\} \quad (5.17)$$

где y_1 — влажность на входе в группу ступеней; y_2 — влажность на выходе из группы ступеней; $a_{вл}$ — коэффициент, принимаемый ориентировочно равным 0,8, если проточная часть выполнена с периферийным влагоудалением.

При построении процесса в h, s -диаграмме для проточной части турбины необходимо учитывать потери давления на следующих участках парового тракта:

1) в промежуточном пароперегревателе

$$\Delta p_{пм} = 0,1 p_{пм}; \quad (5.18)$$

2) в перепускных паропроводах между цилиндрами турбины (без промежуточного перегревателя и без внешнего сепаратора)

$$\Delta p_{пер} = 0,02 p_{пер}; \quad (5.19)$$

3) во внешнем сепараторе совместно с трубопроводами подвода и отвода пара

$$\Delta p_{сеп} = (0,06 \dots 0,10) p_{сеп}, \quad (5.20)$$

здесь большие значения потерь давления относятся к пониженному разделительному давлению;

4) в выходном патрубке турбины

$$\Delta p_k = \lambda \frac{c_{в.п}^2}{10^4} p_k, \quad (5.21)$$

где $c_{в.п}$ — скорость потока в выходном патрубке, равная 100—120 м/с для конденсационных турбин и 50—80 м/с для турбин с противодавлением; λ — опытный коэффициент, который в зависимости от аэродинамического совершенства патрубка может колебаться в пределах 0—0,10.

В современных мощных конденсационных турбинах выходные патрубки проектируют с нулевыми или очень малыми потерями за счет использования энергии скорости потока на выходе из последней ступени турбины (диффузорный эффект выходного патрубка). В турбинах старых выпусков потери в выходном патрубке значительны.

После построения процесса в h, s -диаграмме (см. § 5.6) проводят детальный расчет тепловой схемы паротурбинной установки. Расходы пара по отсекам проточной части, полученные при этом расчете, используют при детальном расчете проточной части проектируемой турбины.

5.4. ОЦЕНКА ДИАМЕТРОВ, ЧИСЛА СТУПЕНЕЙ И РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОПЕРЕПАДОВ ПО СТУПЕНЯМ ТУРБИНЫ

Прежде чем приступить к детальному расчету каждой ступени турбины, производят разбивку общего теплоперепада турбины по ступеням. Для этой цели вначале оценивают размеры первой нерегулируемой и последней ступеней турбины.

Основные трудности, возникающие при проектировании последних ступеней конденсационных турбин, детально рассмотрены в § 5.2.

Основные размеры рабочей решетки последней ступени — средний диаметр d_2 и высоту рабочих лопаток l_2 , зависящие главным образом от объемного расхода пара, — определяют по уравнению неразрывности (5.4), записанному для выходного сечения рабочих лопаток, перпендикулярного оси ротора:

$$\Omega = \pi d_2 l_2 = \frac{G_k v_k}{c_2 \sin \alpha_2},$$

где угол выхода потока из рабочей лопатки α_2 можно приближенно принимать 90° ; удельный объем пара v_k берут из предварительно построен-

ного процесса в h, s -диаграмме по состоянию пара на выходе из последней ступени турбины. Скорость выхода пара c_2 из последней ступени оценивают технико-экономическим расчетом. Потери энергии с выходной скоростью из последней ступени конденсационной турбины обычно принимают в пределах $c_2^2/2 = 20 \dots 40$ кДж/кг. Оценив по приведенной формуле значение Ω , сравнивают его с предельным значением Ω для выполняемых в настоящее время последних ступеней. Если Ω существенно превышает предельное значение (см. табл. 5.1), то приходится выполнять турбину с несколькими параллельными потоками пара в ЦНД.

Средний диаметр последней ступени турбины можно определить по формуле

$$d_2 = \sqrt{\Omega \theta / i \pi},$$

где i — число потоков в ЦНД; $\theta = d_2/l_2$ принимают равным 2,5—3,0 для турбин большой мощности с предельно напряженной лопаткой последней ступени и 3,5—7,0 для однопоточных турбин небольшой мощности.

Ориентировочную высоту рабочей лопатки находят после определения среднего диаметра:

$$l_2 = d_2/\theta. \quad (5.22)$$

Следует иметь в виду, что при малых значениях θ затруднено профилирование аэродинамически высокоэффективной рабочей лопатки, а также повышается вероятность отрывных течений в прикорневой зоне рабочих лопаток на переменных режимах работы ступени. Кроме того, нецелесообразно выбирать небольшой средний диаметр d_2 последней ступени, так как в этом случае увеличивается общее число ступеней турбины.

Определение размеров первой нерегулируемой ступени можно проводить так же, как и для последней ступени, на основе уравнения неразрывности, например по (5.1). Подставив в соотношение (5.1) величины

$$c_{1t} = \sqrt{1-\rho} c_\phi = \sqrt{1-\rho} \frac{u}{x_\phi}; \quad u = \pi d n,$$

получим

$$d = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{G v_{1t} x_\phi}{\mu_1 n \sqrt{1-\rho} \sin \alpha_{13} e l_1}}. \quad (5.23)$$

В этом уравнении расход G , частота вращения n известны из условий задания на расчет. Значения ос-

тальных величин выбирают или оценивают. Удельный объем v_{1t} оценивают по h, s -диаграмме по состоянию пара на выходе из сопловой решетки первой нерегулируемой ступени; для этой цели откладывают ориентировочный теплоперепад 30—45 кДж/кг от точки, характеризующей состояние пара в камере регулирующей ступени. Отношение $x_\phi = u/c_\phi$ для активных ступеней лежит в пределах от 0,40 до 0,52. Малые значения x_ϕ выбирают для ступеней с парциальным подводом пара. Для ступеней с полным подводом пара и с небольшой высотой рабочих лопаток ($l_1 = 12 \dots 25$ мм) $x_\phi = 0,45 \dots 0,50$. Для ступеней с $l_1 > 25$ мм $x_\phi = 0,50 \dots 0,52$. Высоту лопатки для турбин небольшой мощности выбирают не менее 12 мм. Если при этом диаметр получают небольшим (например, меньше 0,6—0,7 м для частоты вращения $n = 50 \text{ с}^{-1}$), то приходится вводить парциальный подввод, т.е. принимать $e < 1$, чтобы обеспечить увеличение диаметра и соответственно увеличение теплоперепада H_0 , приходящегося на нерегулируемую ступень.

При малом теплоперепаде в ступени увеличивается общее число ступеней турбины, что удорожает ее изготовление. Однако следует иметь в виду, что при увеличении числа ступеней повышается относительный внутренний КПД проточной части турбины. Угол выхода из сопловой решетки выбирают небольшим: $\alpha_{13} = 11 \dots 12^\circ$ для турбин малой мощности при высоте лопаток 12—14 мм. Для турбин большой мощности угол $\alpha_{13} = 13 \dots 16^\circ$, а высоту лопаток определяют из уравнения (5.23), задавшись целесообразным диаметром первой нерегулируемой ступени в диапазоне 0,8—1,0 м. Степень реактивности в (5.23) принимают в зависимости от отношения d/l , как указывалось в гл. 3, по формуле (3.58), в которой $\rho_k = 0,03 \dots 0,07$.

Для конденсационных турбин очень малой мощности ($N_3 < 4,0$ МВт) целесообразно увеличивать частоту вращения ротора турбины (более 50 с^{-1}), а привод электрического генератора осуществлять через понижающий редуктор (см. § 5.1).

Расчет первой нерегулируемой ступени турбины реактивного типа отличается тем, что минимальную высоту сопловых лопаток принимают повышенной, т.е. $l \geq 20$ мм; ступень выполняется всегда с полным подводом пара, $e = 1,0$; угол выхода потока из сопл $\alpha_{13} = 15 \dots 18^\circ$; степень реактивности $\rho = 0,5$; отношение скоростей $x_\phi = 0,56 \dots 0,60$.

Задача по определению числа ступеней турбины и распределению теплоперепадов по ним не имеет однозначного решения. Как уже указывалось, с увеличением числа ступеней турбины уменьшаются средние диаметры решеток, увеличиваются высоты лопаток и соответственно повышается КПД η_{oi} проточной части. Поэтому, например, у турбины, использующей дорогое топливо или работающей в базовом режиме нагрузки, проточную часть целесообразно выполнять с большим числом ступеней. Наоборот, если в первую очередь важно снизить стоимость изготовления турбины, то ее проточную часть выполняют с пониженным числом ступеней в одном или двух цилиндрах.

При распределении теплоперепадов по ступеням необходимо обеспечить плавность изменения диаметров вдоль проточной части от первой нерегулируемой до последней ступени. В конденсационных одноцилиндровых турбинах, когда диаметр первой нерегулируемой ступени составляет 0,4—0,5 диаметра последней, из-за резкого увеличения диаметров проточную часть приходится составлять из двух или более групп ступеней со скачком диаметров при переходе от одной группы к другой. В месте скачка диаметров для организации аэродинамически эффективного входа пара в сопла первой ступени второй группы предусматривают камеру за счет увеличения осевого промежутка между соседними ступенями обеих групп. Если первые ступени выполняют с парциальным подводом пара, то целесообразно все первые ступени с парциальным впуском располагать в первой группе ступеней, а ступени с полным подводом, т.е. с $e = 1$, — во второй группе, чтобы в камере между группами ступеней обеспечивалось растекание пара по всей окружности на входе во вторую группу.

В многоцилиндровой турбине определение числа ступеней и разбивку теплоперепадов по ним выполняют для каждого цилиндра независимо, т.е. для каждого цилиндра оценивают диаметры первой и последней ступеней, в пределах каждого цилиндра обеспечивают плавность проточной части.

Определение числа ступеней турбины и разбивку теплоперепадов по ним рационально производить с помощью специальной диаграммы (рис. 5.6). Для построения этой диаграммы выбирают произвольный отрезок a на оси абсцисс. В начале этого отрезка по оси ординат откладывают диаметр первой нерегулируемой ступени, а в конце отрезка —

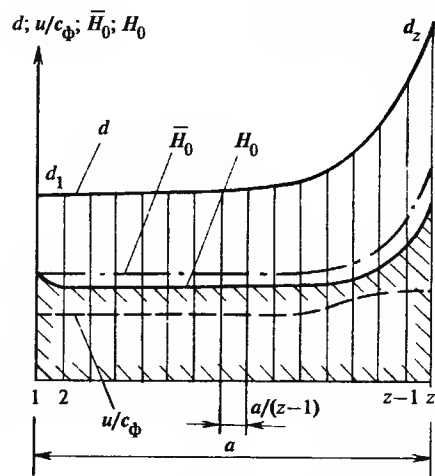


Рис. 5.6. Диаграмма для определения числа ступеней и распределения теплоперепадов по ступеням:

z — номер ступени

диаметр последней ступени турбины или отсека ее проточной части. Затем в соответствии с указанными ординатами проводят кривую ординат диаметров всех промежуточных ступеней d . В части высокого давления кривая диаметров близка к прямой с небольшим наклоном, так как диаметры от ступени к ступени здесь увеличиваются незначительно. В части низкого давления конденсационных турбин кривая диаметров имеет крутой подъем, обусловленный интенсивным ростом средних диаметров.

На этой же диаграмме строят кривую отношений скоростей $x_\phi = u/c_\phi$ для всех ступеней. Значения x_ϕ назначают близкими к оптимальным из условия максимума КПД η_{oi} . Как указывалось в гл. 3, $(x_\phi)_{\text{опт}}$ зависит от степени реактивности ступени, потерь трения, сегментных, вентиляции, от утечек пара и от влажности. От ступени к ступени уменьшается отношение $\theta = d/l_2$ и, следовательно, в соответствии с формулой (3.58) увеличивается степень реактивности ступени, а при увеличении ρ растет и оптимальное отношение скоростей. С уменьшением перечисленных выше потерь энергии также увеличивается оптимальное значение x_ϕ . Часто для ЧВД в связи с незначительным ростом высоты лопаток отношение скоростей x_ϕ принимают постоянным вдоль проточной части. Для ЧСД и ЧНД отношение x_ϕ увеличивается от ступени к ступени, как показано на рис. 5.6. Далее по значению выбранного среднего диаметра ступени и отно-

шению скоростей можно определить располагаемый теплоперепад ступени. Действительно,

$$\bar{H}_0 = \frac{1}{2} \left(\frac{u}{x_\phi} \right)^2,$$

или

$$\bar{H}_0 = \frac{\pi^2 d^2 n^2}{2x_\phi^2}. \quad (5.24)$$

Для $n = 50 \text{ с}^{-1}$ формула для располагаемого теплоперепада ступени по параметрам торможения преобразуется к виду

$$\bar{H}_0 = 12,3 \left(\frac{d}{x_\phi} \right)^2. \quad (5.24a)$$

Для разбивки теплоперепадов по ступеням и их увязки с общим теплоперепадом нерегулируемых ступеней важно определить располагаемый теплоперепад по статическим параметрам H_0 :

$$H_0 = \bar{H}_0 - c_0^2/2.$$

Энергия выходной скорости предыдущей ступени $c_0^2/2$ обычно составляет 4—8 % теплоперепада $\bar{H}_0$. Поэтому

$$H_0 = (0,92 \dots 0,96) \bar{H}_0, \quad (5.25)$$

причем коэффициенты перед $\bar{H}_0$ соответствуют: 0,92 — углу выхода из сопловой решетки $\alpha_{13} = 16 \dots 17^\circ$, а 0,96 — углу $\alpha_{13} = 12^\circ$. Так как в первой ступени отсека энергия выходной скорости предыдущей ступени не используется, т.е. $c_0^2/2 = 0$, то для этой ступени $H_0 = \bar{H}_0$.

Таким образом, по значениям d и x_ϕ можно из (5.24) и (5.25) определить располагаемые теплоперепады вдоль отрезка a и нанести соответствующую

кривую H_0 на диаграмме. Далее, если отрезок a разбить на m отрезков и на концах этих отрезков из диаграммы определить теплоперепады H_0 , то средний теплоперепад ступени определится по формуле

$$(H_0)_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^{m+1} (H_0)_i}{m+1}, \quad (5.26)$$

а число ступеней — по формуле

$$z = \frac{H_{0\text{н}}(1 + q_t)}{(H_0)_{\text{ср}}}, \quad (5.27)$$

где $H_{0\text{н}}$ — располагаемый теплоперепад нерегулируемых ступеней, определяемый по состоянию пара в камере регулирующей ступени и давлению на выходе из выхлопного патрубка турбины; q_t — коэффициент возврата теплоты.

После округления числа ступеней z до целого находят теплоперепад, приходящийся на каждую ступень, для чего отрезок a делят на $z - 1$ частей и в точках деления по кривой H_0 находят предварительное значение теплоперепада H'_0 для каждой ступени. Затем уточняют значения теплоперепадов, для чего сумму $\sum_i^z H'_0$ сравнивают с произведением $H_{0\text{н}}(1 + q_t)$. Разность

$$\Delta = H_{0\text{н}} \left[(1 + q_t) - \sum_i^z H'_0 \right]$$

делят на число ступеней и отношение Δ/z добавляют к теплоперепаду H'_0 . Описанный порядок определения теплоперепадов ступеней иллюстрируется табл. 5.4. Здесь в последней строке приводятся значения окончательных теплоперепадов, используемых при детальном расчете ступеней турбины. Следует заметить, что при детальном расчете возможна корректировка полученного распределения тепло-

Таблица 5.4. Распределение теплоперепадов по ступеням

Показатель	Условные обозначения					Сумма теплоперепадов
Номер ступени	1	2	...	$z-1$	z	—
Диаметр ступени	d_1	d_2	...	d_{z-1}	d_z	—
Предварительный теплоперепад	$H_0^{(1)}$	$H_0^{(2)}$	...	$H_0^{(z-1)}$	$H_0^{(z)}$	$\sum H'_0 = H_0^{(1)} + H_0^{(2)} + \dots + H_0^{(z)}$
Окончательный теплоперепад	$H_0^{(1)} + \frac{\Delta}{z}$	$H_0^{(2)} + \frac{\Delta}{z}$	...	$H_0^{(z-1)} + \frac{\Delta}{z}$	$H_0^{(z)} + \frac{\Delta}{z}$	$\sum H_0 = \sum H'_0 + \Delta = H_{0\text{н}}(1 + q_t)$

перепадов и средних диаметров ступеней с целью обеспечить плавность меридиональных обводов проточной части.

При разбивке теплоперепадов по ступеням необходимо иметь в виду важные особенности выбора кривой распределения диаметров вдоль проточной части турбины. Обычно при разбивке теплоперепадов исходным является изменение не среднего диаметра d , а так называемого корневого d_k , равного

$$d_k = d - l,$$

т.е. диаметра корневых сечений профильной части рабочих лопаток.

Для части высокого давления, а иногда и для всей проточной части турбины принимают постоянный корневой диаметр всех ступеней $d_k = \text{const}$. Такой закон изменения диаметров всех ступеней позволяет обеспечить унификацию хвостовых креплений лопаток, постоянство диаметров обточки дисков, а также размеров канавок в дисках, протачиваемых для крепления лопаток. Если в группе ступеней с постоянным корневым диаметром принять постоянное значение отношения скоростей и степени реактивности в сечениях у корня рабочих лопаток, то все лопатки этой группы будут иметь одинаковые профили и, следовательно, лопатки будут отличаться только высотой. Такая унификация позволяет использовать один и тот же инструмент и приспособления, удешевляет изготовление турбины.

При построении диаграммы распределения теплоперепадов (рис. 5.6) условие постоянства корневого диаметра приводит к некоторым особенностям в назначении средних диаметров первой и последней ступеней в рассчитываемом отсеке ступеней. В этом случае из уравнения (5.23), принимая $e = 1,0$; $d = d_k + l_1$, т.е. пренебрегая разностью корневых диаметров по соплам и по рабочим лопаткам, получаем

$$(d_k + l_1)^2 l_1 = \frac{G v_{1r} x_{\text{фк}}}{\pi^2 \mu_1 n \sqrt{1 - \rho_k} \sin \alpha_{1\phi}}, \quad (5.28)$$

где $x_{\text{фк}} = u_k / c_{\text{ф}}$.

Это уравнение, справедливое для любой ступени группы, позволяет найти диаметр последней ступени по принятому значению среднего диаметра (следовательно, и корневого) первой ступени. Действительно, при $d_k = \text{const}$ из (5.28) для последней ступени группы можно найти высоту сопл $l_1^{(z)}$ и затем средний диаметр последней ступени

$$d^{(z)} = d_k + l_1^{(z)}.$$

Зная средние диаметры первой и последней ступеней, далее намечают кривую средних диаметров на диаграмме рис. 5.6 так же, как указано выше.

Для части низкого давления, а иногда и для части среднего давления применяют увеличение или уменьшение корневого диаметра d_k вдоль проточной части. Каждый из этих способов имеет характерные преимущества и недостатки.

При понижении корневого диаметра в направлении потока пара можно отметить следующие преимущества: 1) улучшается в корневой зоне обтекание сопловой и рабочей решеток и уменьшается тенденция к отрыву потока от корневых обводов; 2) уменьшается угол наклона меридионального обвода сопловой и рабочей решеток, что снижает коэффициенты потерь энергии в их периферийных концевых зонах; 3) повышаются средние диаметры первых ступеней и соответственно сокращается число ступеней турбины.

К недостаткам такого способа изменения диаметров ступеней относятся: 1) невозможность унификации хвостовиков лопаток и дисков; 2) уменьшение высоты лопаток первых ступеней.

Этот способ находит достаточное распространение (ЦНД турбин К-500-60/1500 ХТЗ, К-300-240 ХТЗ).

При увеличении корневого диаметра вдоль проточной части можно отметить преимущество, важное значение которого проявляется при малых объемных расходах пара в первых ступенях проточной части. При этом способе первые ступени выполняют с пониженным средним диаметром и, следовательно, с лопатками увеличенной высоты. Поэтому концевые потери первых ступеней в этом случае уменьшаются. Проточная часть ЦНД турбины К-300-240 ЛМЗ выполнена по описанному способу изменения диаметров.

Примеры расчета числа ступеней и разбивки теплоперепадов между ними приведены в § 5.7.

5.5. ОСОБЕННОСТИ ДЕТАЛЬНОГО РАСЧЕТА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ

После оценки числа ступеней и их теплоперепадов проводят детальный расчет каждой ступени турбины. При этом необходимо иметь в виду некоторые особенности этого расчета.

1. Расходы пара через отдельные ступени и группы ступеней, полученные в результате расчета тепловой схемы, нужно уточнять; например, расход пара в регулирующей ступени и в первой нерегулиру-

руемой ступени отличается из-за утечки пара через переднее концевое уплотнение. Поэтому необходимо оценить эту утечку по известным формулам расчета концевых уплотнений (см. § 3.2). Иногда необходимо также учитывать изменение расхода пара через промежуточные ступени за счет поступающего из переднего концевого уплотнения пара дополнительно к основному потоку. Следует также отметить, что протечки пара через диафрагменные уплотнения невелики и поэтому при расчете размеров сопловых и рабочих лопаток их обычно не учитывают. Эти протечки необходимо учитывать при расчете внутреннего относительного КПД ступени.

2. В расчете промежуточных ступеней турбины необходимо правильно оценивать использование выходной скорости предыдущей ступени в последующей. Для ступеней, спроектированных на оптимальные условия работы, т.е. при угле выхода α_2 , близком к 90° , коэффициент использования выходной скорости $\kappa_{в.с}$ принимают равным единице. При углах α_2 , отличающихся от 90° , и при сопловой решетке последующей ступени, рассчитанной на угол входа $\alpha_0 = 90^\circ$, коэффициент использования энергии выходной скорости предыдущей ступени определяют по формуле

$$\kappa_{в.с} = \sin^2 \alpha_2.$$

Энергия выходной скорости не используется в первых ступенях каждого отсека проточной части, когда перед этой ступенью имеется объемная камера. Поэтому в первых ступенях отсеков необходимо повышать располагаемый теплоперепад по статическим параметрам H_0 на значение энергии выходной скорости (1,5—3,0 кДж/кг) по сравнению с последующей ступенью, в которой используется энергия выходной скорости предыдущей (первой) ступени. Во всех других ступенях энергия выходной скорости также используется. Важно отметить, что формулы для определения КПД $\eta_{о.л}$ и располагаемой энергии E_0 промежуточной ступени приобретают различный вид для первых, промежуточных и последней ступеней отсека:

для первых ступеней отсека

$$E_0 = H_0 - c_2^2/2; \quad \eta_{о.л} = \frac{E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p}{E_0};$$

для промежуточных ступеней, кроме первой и последней,

$$E_0 = \bar{H}_0 - c_2^2/2; \quad \eta_{о.л} = \frac{E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p}{E_0};$$

для последней ступени отсека

$$E_0 = \bar{H}_0; \quad \eta_{о.л} = \frac{E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{в.с}}{E_0}.$$

Для любой из перечисленных ступеней КПД $\eta_{о.л}$ можно определять через проекции скоростей как $\eta_{о.л} = u \Sigma c_u / E_0$. Здесь располагаемая энергия E_0 для каждого типа ступени определяется по приведенным выше формулам.

3. Как указывалось ранее, для унификации хвостовиков лопаток в ЧВД и часто в ЧСД корневой диаметр выполняют постоянным для всех ступеней. Кроме того, для унификации профилей сопловых и рабочих лопаток в группе ступеней выполняют постоянными углы выхода из сопел α_1 и из рабочих лопаток β_2 , постоянны также отношения скоростей $(u/c_\phi)_k$ и степень реактивности в корневом сечении ρ_k . В этом случае треугольники скоростей для всех ступеней будут подобными при $d_k \neq \text{const}$ или равными при $d_k = \text{const}$. При соблюдении этих условий профили как сопловых, так и рабочих лопаток всех ступеней данной группы можно выполнять одинаковыми при условии сохранения изгибной прочности этих лопаток. Часто по условиям изгибной прочности лопатки последних ступеней в группе приходится выполнять с увеличенной хордой.

4. В направлении потока пара от ступени к ступени увеличивается их всеорность l_2/d_2 и поэтому увеличивается степень реактивности ρ в сечении по среднему диаметру при сохранении небольшой положительной степени реактивности у корня ρ_k . Степень реактивности в сечении по среднему диаметру определяют по формуле, которая приведена в § 3.5:

$$\rho_{ср} = 1 - (1 - \rho_k) \frac{1}{\bar{r} (2\phi^2 \cos^2 \alpha_1)},$$

или $\rho_{ср} = 1 - (1 - \rho_k)(1 - l_2/d_2)^{1,8}$.

Вместе с ростом степени реактивности в сечении по среднему диаметру увеличивается и опти-

малое отношение скоростей u/c_ϕ в соответствии с формулой

$$\left(\frac{u}{c_\phi}\right)_{\text{опт}} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}}.$$

5. Так как отношение среднего диаметра к высоте лопатки в конденсационных турбинах для последних ступеней становится небольшим, лопатки этих ступеней выполняют с переменным профилем по высоте, т.е. закручивают. Целесообразной границей закрутки лопаток является отношение $\theta = 10 \dots 13$. Применение закрутки лопаток в последних ступенях существенно усложняет их изготовление и повышает стоимость.

6. Угол α_1 сопловых лопаток может существенно изменяться от ступени к ступени в части низкого давления конденсационных турбин. Это изменение необходимо выполнять для обеспечения достаточно плавных обводов проточной части в меридиональном сечении или, другими словами, для создания необходимой интенсивности нарастания высоты лопаток. В первых ступенях ЧНД угол α_1 уменьшают, чтобы обеспечить повышенную высоту лопаток, а в последних ступенях, наоборот, угол α_1 увеличивают, чтобы уменьшить высоту лопаток.

7. Числа M в сопловых и рабочих лопатках от ступени к ступени возрастают (в нерегулируемых ступенях), так как средние диаметры ступеней увеличиваются, а вместе с ними увеличиваются и теплотерпады, а следовательно, и скорости c_{1i} и w_{2i} ; с другой стороны, скорость звука от ступени к ступени уменьшается, так как вдоль проточной части уменьшается температура пара. Таким образом, сверхзвуковые скорости могут возникать в регулирующих ступенях с повышенным теплотерпадом и в последних ступенях турбины. Число M в нерегулируемых ступенях изменяется от 0,25—0,6 в ЧВД до 1,5—2,0 в последних ступенях предельных размеров. Поэтому при расчете последних ступеней необходимо учитывать дополнительные потери энергии, связанные со сверхзвуковым обтеканием решеток.

Перечисленные особенности не исчерпывают всего многообразия вопросов, встречающихся при детальном расчете проточной части турбины. Пример такого расчета приведен в § 5.7.

Рассмотрим особенности расчета реактивных ступеней. Кроме рассмотренных, для реактивных ступеней имеют место специфические особенности по сравнению с активными ступенями. Как уже указывалось, для реактивных ступеней минимальная

высота лопаток первых нерегулируемых ступеней существенно выше, чем для активных, и составляет 20—25 мм. При меньших высотах лопаток в реактивных ступенях возникают повышенные протечки пара в зазорах между сопловыми лопатками и ротором, а также между рабочими лопатками и статором. При этом обязательным является выпуск пара в первые нерегулируемые ступени по всей окружности сопловой решетки, т.е. $e = 1$. Угол выхода из сопловых лопаток этих ступеней составляет 15—18°; степень реактивности всех ступеней, за исключением последних двух-трех, равна 0,5. В последних ступенях из-за большой всерности и обязательной положительной степени реактивности у корня степень реактивности по среднему диаметру больше 0,5.

5.6. ОСОБЕННОСТИ ВЛАЖНО-ПАРОВЫХ ТУРБИН АЭС

Подавляющее большинство турбин АЭС работает на насыщенном паре. Особенности использования влажного пара в турбинах АЭС существенным образом влияют на их расчет и конструкцию. Рассмотрим некоторые из этих особенностей.

Малый располагаемый теплотерпад. В большинстве турбин насыщенного пара располагаемый теплотерпад приблизительно в 2 раза меньше, чем в турбинах на высокие начальные параметры пара. Так, например, в современных турбинах насыщенного пара с внешней сепарацией при $p_0 = 6,0$ МПа располагаемый теплотерпад составляет менее 60 % располагаемого теплотерпада турбины с $p_0 = 23$ МПа и $t_0 = t_{\text{пп}} = 550^\circ\text{C}$. Следствием этого являются: 1) отсутствие ЦСД в большинстве влажно-паровых турбин; 2) выработка в ЦНД примерно 50—60 % всей мощности турбины, поэтому влияние ЦНД на экономичность оказывается весьма существенным; 3) заметное влияние на экономичность турбины потерь с выходной скоростью $\Delta H_{\text{в.с.}}$, эффективности выходного патрубка, потерь от дросселирования в паровпускных органах, в ресиверах, в тракте внешнего сепаратора-перегревателя.

Объемные расходы пара. В турбинах насыщенного пара из-за пониженных начальных параметров, меньшего располагаемого теплотерпада и пониженного КПД объемные расходы пара примерно на 60—90 % больше, чем в турбинах на высокие параметры той же мощности. В связи с этим для конструкции турбин АЭС характерны следующие особенности: 1) повышенные габариты паровпускных

органов; 2) двухпоточное исполнение ЧВД турбин мощностью выше 500 МВт; 3) из-за больших высот лопаток уже первые ступени выполняют с переменным профилем лопаток по высоте; 4) большие высоты лопаток регулирующей ступени, что затрудняет применение парциального подвода пара, т.е. соплового парораспределения из-за значительных изгибающих напряжений в лопатках; 5) большие расходы пара в ЦНД, что требует увеличения числа потоков, применения пониженной частоты вращения.

Влажность пара. Для турбин АЭС особо важна проблема влажности, так как все ступени таких турбин работают в зоне влажного пара. Приближенно можно считать, что увеличение средней влажности пара на 1 % приводит к уменьшению внутреннего КПД турбины на 1 %.

Образование влаги в паре относительно высокой плотности в начале его расширения вызывает эрозийное разрушение элементов проточной части. В турбинах, работающих на влажном паре, существуют различные виды эрозии: ударная, межщелевая, эрозия вымывания, встречающаяся в ресиверах, сепараторах и других частях, на которые действует влага в виде струй.

Одним из эффективных методов снижения потерь от влажности пара является проектирование ступеней и решеток турбины с учетом особенностей течения влажного пара. В частности, увеличение зазора между сопловыми и рабочими решетками ведет к выравниванию потока при входе на рабочее колесо и дополнительному разгону капель влаги. Однако за счет этого уменьшается кинетическая энергия потока на входе в рабочую решетку. Поэтому в каждой ступени существуют оптимальное соотношение размеров и оптимальный осевой зазор. Опыты показали, что увеличение осевого зазора существенно не сказывается на экономичности ступени. В некоторых турбинах размер осевого зазора в периферийной части последних ступеней доходит до 100 мм и более. Существуют и другие методы рационального проектирования ступени: уменьшение окружной скорости на периферии лопаток, достигаемое сокращением высоты лопаток, переходом на пониженную частоту вращения, уменьшением числа сопловых лопаток, благодаря чему сокращается количество крупной влаги, срывающейся с выходных кромок сопловых лопаток и попадающей на рабочие лопатки.

Единичная мощность. Из-за уменьшенного располагаемого теплоперепада турбины влажного пара ее мощность составляет лишь часть мощности

турбины на сверхкритические параметры пара при одинаковом давлении в конденсаторе и равном числе однотипных выхлопов.

Вопрос о целесообразной предельной единичной мощности быстроходных турбин АЭС ($n = 50 \text{ с}^{-1}$) решается главным образом в зависимости от допустимого числа цилиндров в одновальном агрегате, значений вакуума и выходных потерь. Например, конструктивная схема турбины мощностью 500 МВт включает пять цилиндров, в том числе четыре ЦНД.

Для повышения предельной мощности быстроходных турбин АЭС существуют следующие пути.

1. Увеличение пропускной способности выхлопа. В настоящее время накоплен опыт эксплуатации турбин, имеющих площадь единичного выхлопа не более 9 м^2 (для лопаток из стали).

Предельная мощность турбины с $n = 50 \text{ с}^{-1}$, рассчитанная для работы на насыщенном паре давлением на входе 6,0—7,0 МПа, на выходе до 4 кПа и имеющей восемь выхлопов на базе последней ступени с высотой рабочей лопатки около 1000 мм, оценивается в 700 МВт, а мощность 1000 МВт может быть достигнута при ухудшении вакуума.

2. Снижение экономичности турбины за счет повышения конечного давления p_k или увеличения потерь с выходной скоростью. Переход от $p_k = 3,5 \text{ кПа}$ к $p_k = 5 \text{ кПа}$ при тех же размерах последней ступени повышает мощность турбины на 43 %, снижая КПД на $\Delta\eta_3/\eta_3 = 0,9 \%$. Увеличение $\Delta H_{в.с}$ в 1,5 раза повышает мощность в 1,22 раза, снижая экономичность турбины на $\Delta\eta_3/\eta_3 = 1,3\%$.

3. Уменьшение частоты вращения вдвое. Турбины насыщенного и слабонагретого пара для АЭС в настоящее время выполняют тихоходными ($n = 25 \text{ с}^{-1}$), начиная с турбин мощностью 500—1000 МВт (см. § 5.2).

Надежность. К турбинам АЭС предъявляются повышенные требования по надежности. Причиной этого является невозможность немедленной остановки реактора при аварийной остановке турбины. В связи с этим при проектировании турбин АЭС предусматривают большие запасы прочности, применяют более качественные материалы, по возможности используют уже апробированные сопловые и рабочие решетки. Радикальным средством повышения надежности является уменьшение частоты вращения, позволяющее снизить напряжения в элементах ротора, увеличить его жесткость, сократить число цилиндров.

Влияние аккумулированной в турбине влаги на разгонные характеристики турбоагрегата. Как и в турбинах с промежуточным перегревом пара для ТЭС, в турбинах АЭС из-за большого объема и протяженности паропроводов между цилиндрами при сбросе нагрузки может увеличиться скорость вращения ротора. В турбинах насыщенного пара к этому добавляется вскипание и испарение влаги, сконденсировавшейся на поверхностях ротора, неподвижных деталях турбины, в сепараторе и т.п.

Расчеты и опыты показали, что за счет этого при сбросе нагрузки частота вращения может возрасти на 15—25 %. Для уменьшения разгона в турбинах АЭС используют следующие средства: 1) устанавливают специальную арматуру на входе в ЦНД после СПП; 2) сокращают размеры тракта между ЦВД и ЦНД, т.е. увеличивают разделительное давление, объединяют сепараторы и подогреватели; 3) улучшают дренаж из турбины и тракта.

Биологическая защита. Специфические особенности имеют турбины АЭС, работающие по одноконтурным схемам с радиоактивным паром в качестве рабочего тела. В таких условиях должна предусматриваться биологическая защита. На некоторых АЭС ограничиваются герметической обшивкой агрегата или герметизацией всей установки. Паропроводы радиоактивного пара прокладывают ниже отметки обслуживания.

Особые требования предъявляют к устранению утечек пара из турбины. Фланцевые соединения должны быть абсолютно плотными, иногда горизонтальные фланцы заваривают тонкой лентой. Широко применяют сварку трубопроводов. Предусматривают подвод нерадиоактивного пара в уплотнения из специальных котлов.

5.7. ПРИМЕР ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА КОНДЕНСАЦИОННОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Рассмотрим расчет паровой турбины типа К-800-240 с промежуточным перегревом пара для привода генератора электрической энергии по следующим основным техническим данным:

Номинальная электрическая мощность $N_э$, кВт.	800 000
Частота вращения n , с ⁻¹	50
Давление пара перед турбиной p_0 , МПа	23,5
Температура пара перед турбиной t_0 , °С	560
Температура перегретого пара после промежуточного перегрева $t_{пп}$, °С	540
Давление отработавшего пара p_k , кПа	3,4
Температура питательной воды $t_{п.в.}$, °С	270

Тепловая схема установки этой турбины приведена на рис. 5.7. В установке принято восемь отборов пара для регенеративного подогрева питательной воды: в четырех подогревателях низкого давления, деаэраторе и трех подогревателях высокого давления. Питательные насосы развивают давление 35 МПа, приводятся в действие конденсационными турбинами, мощность турбопривода $N_c = 32$ МВт. Турбину предполагается выполнить с одним валопроводом и состоящей из пяти корпусов: однопоточного ЦВД с петлевым потоком пара, двухпоточного ЦСД и трех двухпоточных ЦНД.

Расчет турбины производится в три этапа.

На первом этапе проводится предварительная оценка процесса в h, s -диаграмме. Давление промежуточного перегрева на входе в ЦСД, необходимое для построения процесса в h, s -диаграмме, принимаем по рекомендациям гл. 1 равным 3,51 МПа. Учитывая потери давления в тракте промежуточного перегрева $\Delta p/p_{пп} = 0,1$, получаем давление на выходе из ЦВД, равное 3,9 МПа.

По уравнению (5.11) находим предварительный приведенный используемый теплоперепад турбины:

$$\bar{H}_i = \eta_{ip} [(h_0 - h_{п.в.}) + (h_{пп} - h_1)] .$$

Чтобы подсчитать η_{ip} в этой формуле, вначале вычисляем КПД паротурбинной установки без регенерации:

$$\eta_i = \frac{(H_0 \eta_{oi})^{ЦВД} + (H_0 \eta_{oi})^{ЦСД + ЦНД}}{(H_0 \eta_{oi})^{ЦВД} + (h_{пп} - h'_k)} =$$

$$= \frac{476 \cdot 0,88 + 1373 \cdot 0,86}{476 \cdot 0,88 + 3542 - 110} = 0,415 .$$

Здесь приняты ориентировочно $\eta_{oi}^{ЦВД} = 0,88$; $\eta_{oi}^{ЦСД + ЦНД} = 0,86$. Выигрыш в экономичности от бесконечно большого числа регенеративных подогревателей

$$\xi_p^{пп\infty} = 1 - \frac{1 - \frac{T_k(s_{пп} - s'_k)}{(h_0 - h_{1r}) + (h_{пп} - h'_k)}}{1 - \frac{T_k(s_{пп} - s_{п.в.})}{(h_0 - h_{1r}) + (h_{пп} - h_{п.в.})}} =$$

$$= 1 - \frac{1 - \frac{299,0(7,269 - 0,382)}{476 + 3542 - 110}}{1 - \frac{299,0(7,269 - 2,900)}{476 + 3542 - 1182}} = 0,123 .$$

Далее по рис. 1.24 находим коэффициент $\xi_p^{пп} / \xi_p^{пп\infty} = 0,81$, учитывающий конечное число отборов в установке при отношении

$$\frac{t_{п.в.} - t_k}{t'_0 - t_k} = \frac{270 - 26,4}{374,2 - 26,4} = 0,70 .$$

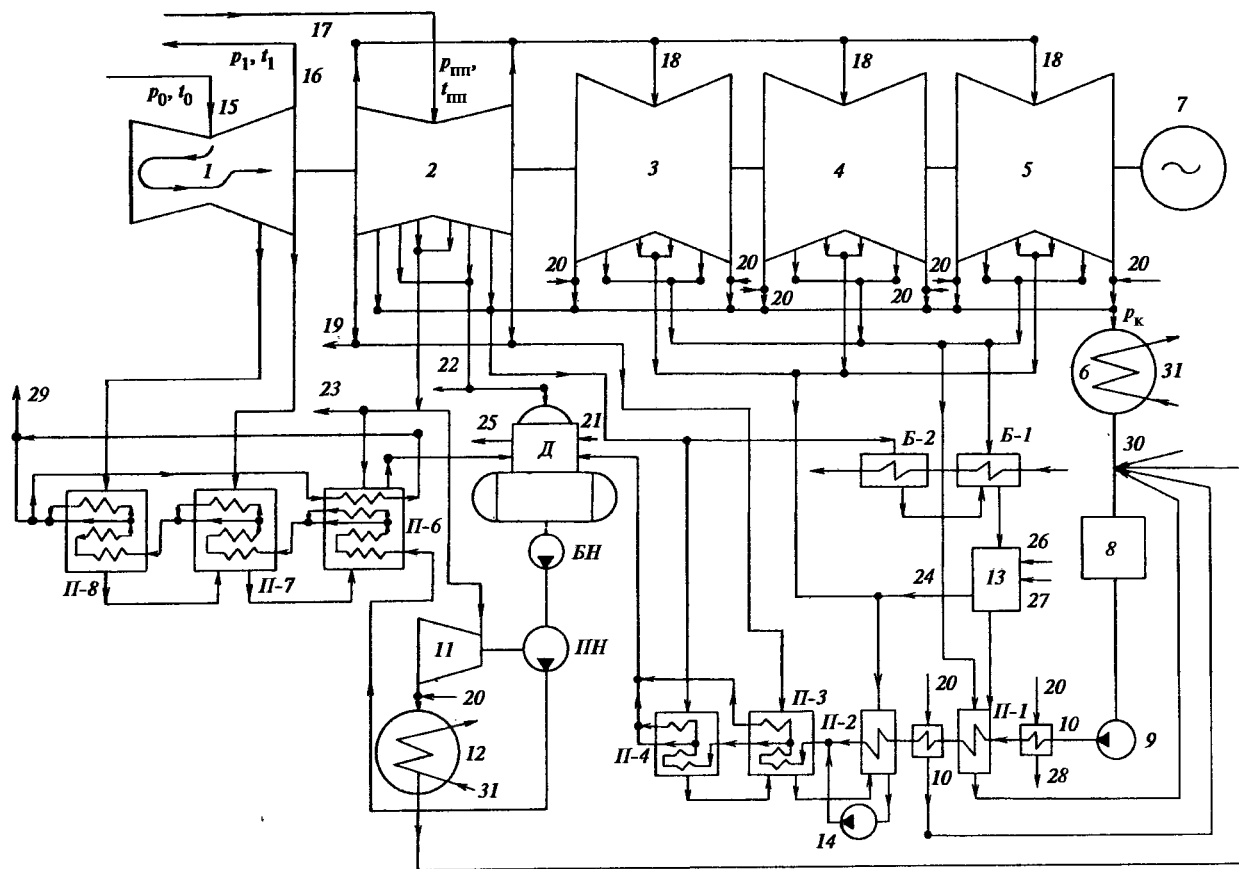


Рис. 5.7. Тепловая схема паротурбинной установки К-800-240:

1 — ЦВД; 2 — ЦСД; 3—5 — ЦНД, 6 — основной конденсатор; 7 — электрический генератор; 8 — обессоливающая установка; 9 — конденсатный насос; 10 — сальниковые подогреватели; 11 — турбоприводы питательных насосов; 12 — конденсатор турбопривода; 13 — расширительный бак; 14 — перекачивающий насос; 15 — подвод свежего пара; 16 — на промежуточный перегрев; 17 — после промежуточного перегрева; 18 — пар в ЦНД; 19 — на подогрев воздуха; 20 — из уплотнений; 21 — из штоков клапанов и уплотнений; 22 — на сушку топлива; 23 — на разогрев топочного мазута; 24 — выпар; 25 — в коллатор; 26 — после подогрева воздуха; 27 — после сушки топлива; 28 — в бак низких точек; 29 — в котел; 30 — добавок химически очищенной воды; 31 — охлаждающая вода в конденсаторы; Б-1, Б-2 — бойлеры; П-1, П-2, ..., П-8 — подогреватели питательной воды; Д — деаэрактор; БН — бустерный насос; ПН — питательный насос

Таким образом, абсолютный внутренний КПД установки с регенерацией

$$\eta_{ip} = \frac{\eta_i}{1 - \xi_p^{um}} = \frac{0,415}{1 - 0,81 \cdot 0,123} = 0,462.$$

Подставив полученное значение в (5.11), находим приведенный используемый теплоперепад турбины

$$\bar{H}_i = 0,462[(3379 - 1182) + (3542 - 2960)] = 1284 \text{ кДж/кг.}$$

По (5.12) определяем расход пара в первую ступень турбины:

$$G = \frac{N_3}{\bar{H}_i \eta_m \eta_{\Sigma \Gamma}} = \frac{800\,000}{1284 \cdot 0,996 \cdot 0,987} = 634 \text{ кг/с.}$$

Здесь $\eta_m = 0,996$ (см. рис. 5.5), а $\eta_{\Sigma \Gamma} = 0,987$ (см. табл. 5.3). На данном этапе приближенных оценок расход пара для турбопривода питательных насосов, равным 34 кг/с, пренебрегаем.

Расход пара через конденсаторы турбины определим по формуле (5.13):

$$G_k = \frac{N_3}{(h_k - h'_k) \eta_m \eta_{\Sigma \Gamma}} \left(\frac{1}{\eta_{ip}} - 1 \right) = \frac{800\,000}{(2360 - 110) 0,996 \cdot 0,987} \left(\frac{1}{0,462} - 1 \right) = 421 \text{ кг/с.}$$

Здесь $h_k = 2360$ кДж/кг — энтальпия в конце процесса расширения при принятых ориентировочных значениях внутренних относительных КПД цилиндров.

После проведенной грубой оценки расходов пара приступаем к построению процесса в h, s -диаграмме с обособленным выбором внутренних относительных КПД отсеков проточной части турбины. Вначале для построения процессов оцениваем давление перед первой ступенью турбины p'_0 , определив потери давления в стопорных и регулирующих клапанах по формуле (5.8):

$$\Delta p_0 = 0,05 p_0 = 0,05 \cdot 23,5 = 1,17 \text{ МПа.}$$

Следовательно, $p'_0 = p_0 - \Delta p_0 = 22,33 \text{ МПа}$. В h, s -диаграмме находим точку, соответствующую состоянию перед первой ступенью, на пересечении линии $h_0 = \text{const}$ и изобары p'_0 (рис. 5.8). Для рассчитываемой турбины выбираем сопловое парораспределение. В качестве регулирующей применяем одновенечную ступень, которая при среднем диаметре 1,1 м позволяет перерабатывать необ-

ходимый теплоперепад, равный 100 кДж/кг, с достаточной эффективностью. Этот теплоперепад выбран из условия снижения температуры пара в камере регулирующей ступени до 500 °С.

КПД регулирующей ступени оценивается по формуле (5.9):

$$\eta_{oi}^{p,cr} = k_1 \left(0,83 - \frac{2 \cdot 10^{-4}}{G} \sqrt{p'_0 / v'_0} \right) = 0,92 \left(0,830 - \frac{2 \cdot 10^{-4}}{634} \sqrt{22,33 \cdot 10^6 / 0,0147} \right) = 0,753,$$

где $k_1 = f(u/c_\phi)$ находится по рис. 5.4 при $u/c_\phi = 0,387$, которое вычислено по выбранному теплоперепаду и среднему диаметру регулирующей ступени. Это отношение скоростей (оно существенно ниже $(u/c_\phi)_{\text{опт}}$) принимается по необходимости.

Так как ЦВД по конструкции принят с петлевым потоком пара, то оцениваем вначале КПД первого отсека нерегулируемых ступеней этого цилиндра по формуле (5.14):

$$\eta_{oi}^I = \left(0,925 - \frac{0,5}{G_{cp} v_{cp}} \right) \left(1 + \frac{H_0^{tp} - 600}{20\,000} \right) (1 - \xi_{в.с}) = \left(0,925 - \frac{0,5}{634 \sqrt{0,020 \cdot 0,033}} \right) \left(1 + \frac{185 - 600}{20\,000} \right) \times (1 - 0,01) = 0,868.$$

Давление за первым отсеком принято равным 8,2 МПа. При этом давлении располагаемый теплоперепад нерегулируемых ступеней делится на приблизительно равные доли. Коэффициент выходной скорости $\xi_{в.с}$ принят по оценке равным 0,01. Аналогично определяется КПД второго отсека:

$$\eta_{oi}^{II} = \left(0,925 - \frac{0,5}{634 \sqrt{0,060 \cdot 0,033}} \right) \left(1 + \frac{190 - 600}{20\,000} \right) \times (1 - 0,01) = 0,877.$$

Полученные значения КПД позволяют найти состояние пара за ЦВД. Давление за ЦВД ранее принято равным 3,9 МПа, а давление пара перед ЦСД — 3,51 МПа.

Давление пара за ЦСД принято равным 0,27 МПа для того, чтобы обеспечить размещение в ЦНД приемлемого по конструктивным соображениям числа ступеней (пять ступеней в одном потоке).

КПД ЦСД оценивается по формуле (5.14), при этом средний расход пара через ЦСД принят равным 553 кг/с:

$$\eta_{oi}^{ЦСД} = \left(0,925 - \frac{0,5}{0,5 \cdot 553 \sqrt{0,104 \cdot 0,76}} \right) \times \left(1 + \frac{712 - 600}{20\,000} \right) 0,99 = 0,909.$$

Оценим потери в перепускном паропроводе между ЦСД и ЦНД по формуле (5.19):

$$\Delta p_{пер} = 0,02 p_{пер} = 0,02 \cdot 0,27 = 0,0054 \text{ МПа.}$$

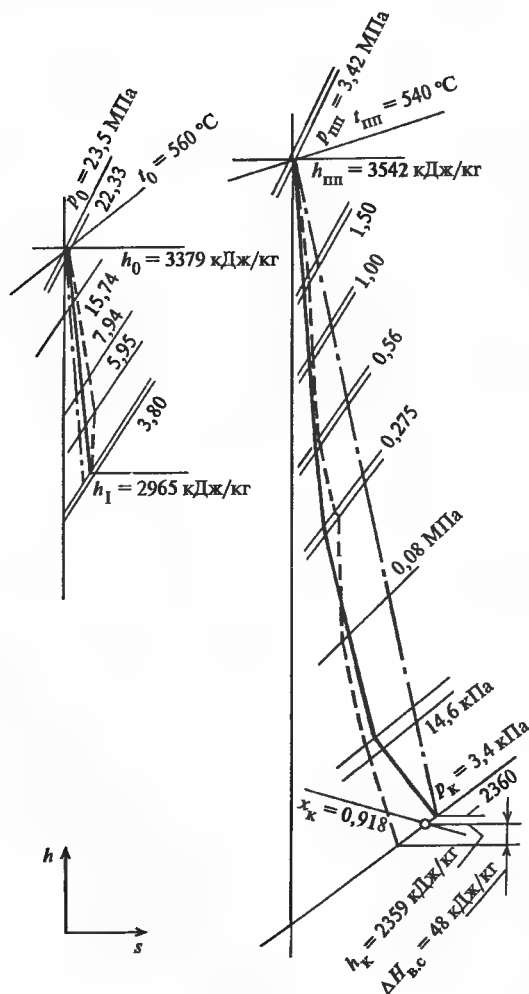


Рис. 5.8. К примеру расчета турбины К-800-240 (расширение пара в h, s -диаграмме):

— — — — — по оценкам; ————— по предварительному расчету; — · — · — по детальному расчету

Следовательно, давление пара перед ЦНД равно 0,265 МПа. Для определения внутреннего относительного КПД ЦНД по формуле (5.15) необходимо оценить потери с выходной скоростью $\Delta H_{в.с}$ из последней ступени. Принимаем для последней ступени с рабочей лопаткой из стали $d_2 = 2,55$ м и $l_2 = 0,95$ м. При этом отношение $\theta = d_2/l_2 = 2,68$, а ометаемая рабочими лопатками площадь

$$\Omega = \pi d_2 l_2 = \pi \cdot 2,55 \cdot 0,95 = 7,61 \text{ м}^2.$$

Подставляя полученные значения в формулу (5.16), получаем потери энергии с выходной скоростью:

$$\begin{aligned} \Delta H_{в.с} &= \frac{10^{-3}}{2} \left(\frac{G_k v_k}{i \Omega} \right)^2 \left(1 + \frac{0,1}{\theta - 1} \right) = \\ &= \frac{10^{-3}}{2} \left(\frac{421 \cdot 36,2}{6 \cdot 7,61} \right)^2 \left(1 + \frac{0,1}{2,68 - 1} \right) = 59 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Здесь $i = 6$ — число потоков пара на выходе из турбины (три ЦНД).

Таким образом, внутренний относительный КПД ЦНД без учета потерь от влажности по (5.15)

$$\begin{aligned} \eta_{oi}^{nn} &= 0,870 \left(1 + \frac{H_0^{\text{ЦНД}} - 400}{10\,000} \right) - \frac{\Delta H_{в.с}}{H_0^{\text{ЦНД}}} = \\ &= 0,870 \left(1 + \frac{676 - 400}{10\,000} \right) - \frac{59}{676} = 0,894 - 0,087 = 0,807. \end{aligned}$$

Далее определяем поправку на влажность по формуле (5.17):

$$k_{\text{вл}} = 1 - a \frac{y_0 + y_2}{2} = 1 - 0,8 \frac{0 + 0,10}{2} = 0,96$$

и КПД с учетом этой поправки

$$\begin{aligned} \eta_{oi} &= \eta_{oi}^{nn*} \left[1 - (1 - k_{\text{вл}}) \frac{H_0^{\text{вл.}}}{H_0^{\text{ЦНД}}} \right] - \xi_{в.с} = \\ &= 0,894 \left[1 - (1 - 0,96) \frac{455}{676} \right] - 0,087 = 0,780. \end{aligned}$$

Здесь $\eta_{oi}^{nn*} = \eta_{oi}^{nn} + \frac{\Delta H_{в.с}}{H_0^{\text{ЦНД}}}$ — КПД по параметрам полного

торможения; $H_0^{nn} = 455$ кДж/кг — теплоперепад ступеней ЦНД, работающих в области влажного пара; $H_0^{\text{ЦНД}} = 676$ кДж/кг — располагаемый теплоперепад ЦНД.

При оценке теплоперепада ЦНД принято, что потери давления в выходном патрубке турбины равны нулю, т.е. $p_{2z} = p_k = 3,4$ кПа.

Полученные значения КПД отсеков и цилиндров, а также потерь давления в паровпускных органах и перепускных трубопроводах позволяют построить процесс в h, s -диаграмме, показанный на рис. 5.8.

На втором этапе проводится расчет тепловой схемы, который здесь не рассматривается, результаты расчета тепловой схемы представлены в табл. 5.5.

Приведенный теплоперепад по результатам расчета тепловой схемы и предварительной оценке процесса в h, s -диаграмме находим, используя табл. 5.5:

$$\bar{H}_i = \sum_k H_{ik} (1 - \Sigma \alpha_{k-1}) = 1271,2 \text{ кДж/кг}.$$

Таблица 5.5. Результаты расчета тепловой схемы

Показатель	Отсек турбины								
	от входа в турбину до отбора № 8	от отбора № 8 до выхода из ЦВД и отбора № 7	от промежуточного перегрева до отбора № 6	от отбора № 6 до отбора № 5	от отбора № 5 до отбора № 4	от отбора № 4 до выхода из ЦСД и отбора № 3	от входа в ЦНД до отбора № 2	от отбора № 2 до отбора № 1	от отбора № 1 до конденсатора
Давление пара перед и за отсечом p , МПа	22,33	5,95	3,51	1,65	0,97	0,53	$2,65 \cdot 10^{-2}$	$8 \cdot 10^{-2}$	$1,8 \cdot 10^{-2}$
Энтальпия пара перед отсечом h , кДж/кг	5,95	3,9	1,65	0,97	0,53	0,27	$8 \cdot 10^{-2}$	$1,80 \cdot 10^{-2}$	$0,34 \cdot 10^{-2}$
Использованный теплоперепад отсека H_i , кДж/кг	3379	3068	3542	3312	3171	3030	2889	2692	2496
Доля отбираемого пара α	311	90	230	141	141	141	197	196	137
Относительный расход пара через отсек $1 - \Sigma \alpha$	—	0,052	0,054	0,097*	0,012	0,047	0,057	0,048	0,021
Приведенный теплоперепад отсека $H_i(1 - \Sigma \alpha)$, кДж/кг	1,00	0,948	0,894	0,797	0,785	0,738	0,681	0,633	0,612
	311	85,5	205,6	112,4	110,7	104,1	134,2	124,1	83,8

* С учетом расхода пара на турбопривод питательных насосов.

Далее определяем расчетное значение расхода пара через первую ступень турбины:

$$G_1 = \frac{N_3}{\bar{H}_i \eta_m \eta_{3,г}} = \frac{800\,000}{1271,2 \cdot 0,996 \cdot 0,987} = 640 \text{ кг/с.}$$

На третьем этапе проводится детальный расчет проточной части турбины.

а) *Регулирующая ступень ЦВД.* При предварительной оценке КПД регулирующей ступени выбраны средний диаметр $d = 1,1$ м и располагаемый теплоперепад $H_0 = 100$ кДж/кг (рис. 5.9).

По значению диаметра и располагаемого теплоперепада находим отношение скоростей регулирующей ступени $u/c_\phi = 0,387$.

Результаты детального расчета регулирующей ступени приведены в табл. 5.6; треугольники скоростей изображены на рис. 5.10.

В связи с большим объемным расходом пара значения эффективного угла выхода из сопловой решетки и степени парциальности выбраны повышенными: $\alpha_{13} = 16^\circ$ и $e = 0,86$.

Полученное в результате расчета значение КПД регулирующей ступени $\eta_{oi} = 0,76$ существенно ниже по сравнению с последующими нерегулируемыми ступенями в связи с неоптимальным отношением скоростей u/c_ϕ , а также повышенными концевыми потерями при малом отношении l/b , соответственно пониженными коэффициентами скорости ϕ и ψ и потерями от парциального впуска пара.

б) *Первый отсек ЦВД.* Расход пара через первый отсек ЦВД отличается от расхода пара через регулирующую ступень на значение утечки пара через уплотнение, расположенное между первым и вторым отсеками ЦВД

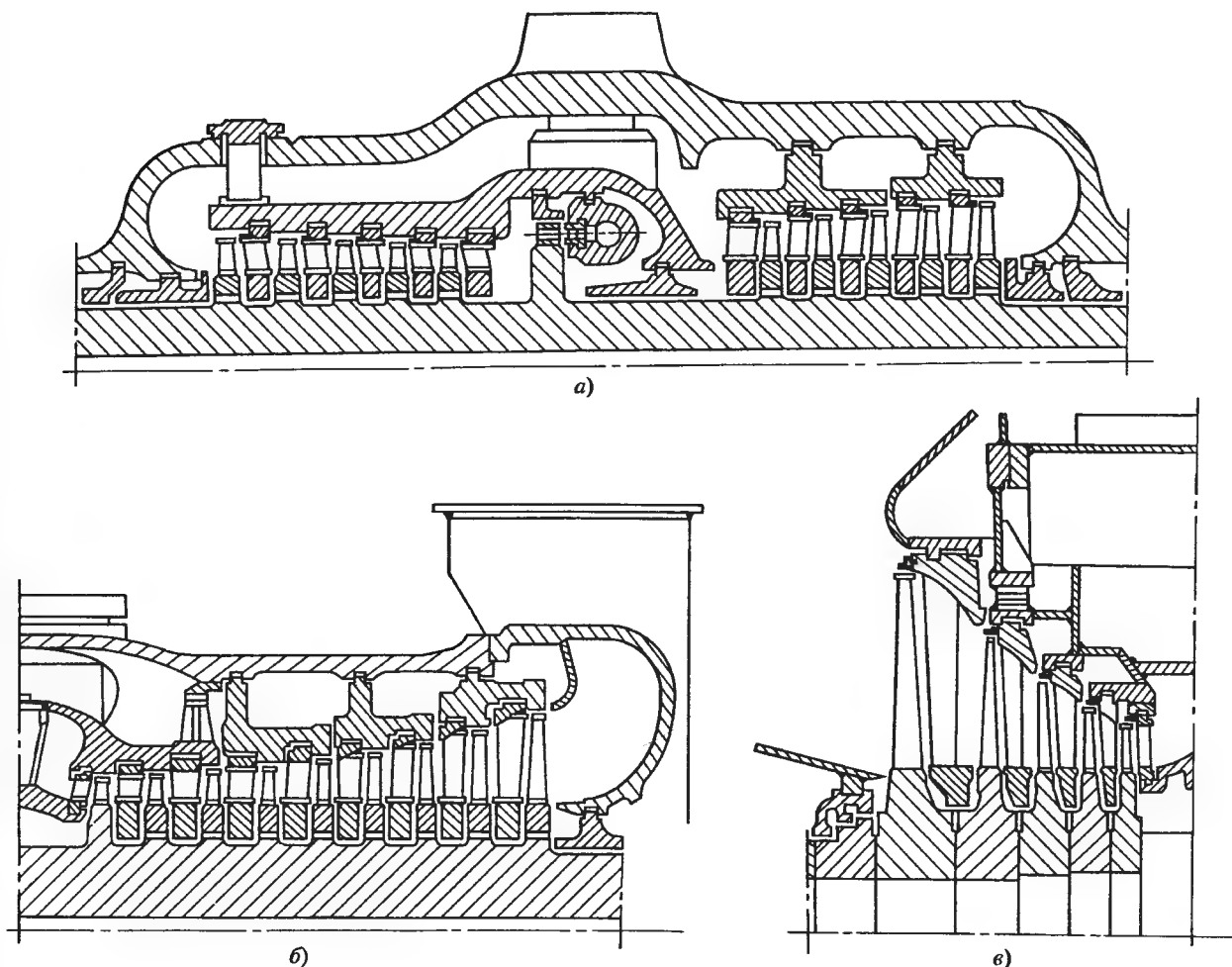


Рис. 5.9. Проточная часть турбины К-800-240 (к примеру расчета):

а — ЦВД; б — один из потоков ЦСД; в — то же ЦНД

Таблица 5.6. Результаты расчета проточной части турбины К-800-240

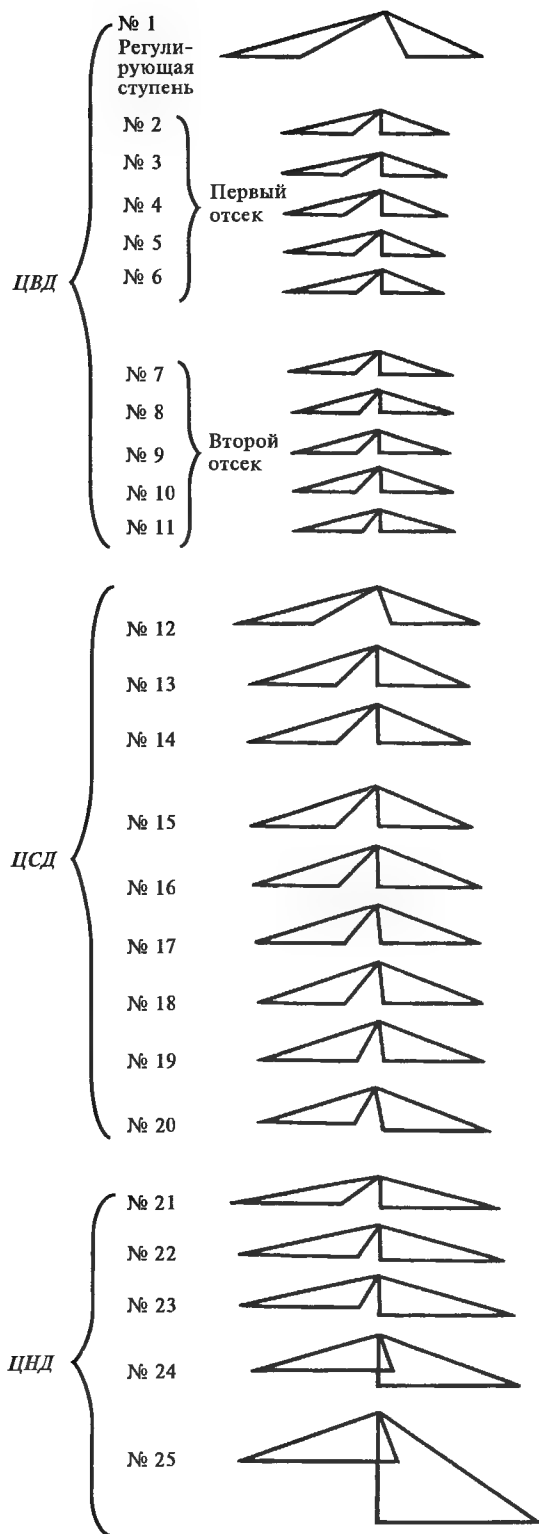
Показатель	Номер ступени									
	1		2		3		4		5	
	Регулирующая		Первый отсек ЦВД							
	Сопло- вая	Рабочая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая
Расход пара G , кг/с	640		637		637		637		637	
Параметры пара перед ступенью:										
давление p_0 , МПа	22,33		15,74		13,70		12,06		10,50	
температура (сухость) t_0 (x_0), °C	556		501		481		462		442	
энтальпия h_0 , кДж/кг	3379,0		3303,0		3269,0		3236,5		3203,8	
Кинетическая энергия на входе в ступень $c_0^2/2$, кДж/кг	0		0		1,6		1,6		1,6	
Давление торможения перед ступенью $\bar{p}_0$, МПа	22,33		15,74		13,77		12,12		10,56	
Располагаемый теплоперепад от параметров торможения $\bar{H}_0$, кДж/кг	100,0		38,5		38,5		38,5		38,5	
Располагаемый теплоперепад от статических параметров H_0 , кДж/кг	100,0		38,5		36,9		36,9		36,9	
Средний диаметр d_1 ; d_2 , м	1,100		0,901		0,909		0,919		0,9315	
Окружная скорость u_1 ; u_2 , м/с	173,0		141,5		143		144,5		146	
Отношение скоростей u/c_ϕ	0,387		0,510		0,515		0,521		0,526	
Степень реактивности:										
корневая ρ_k	—		0,06		0,06		0,06		0,06	
средняя ρ_{cp}	0,05		0,195		0,21		0,22		0,235	
периферийная ρ_n	—		0,32		0,35		0,38		0,40	
Изоэнтропийный перепад в решетке H_{0c} ; H_{0p} , кДж/кг	95,0	5,0	31,0	7,5	30,4	8,1	30,0	8,5	29,5	9,0
Теоретическая скорость на выходе c_{1t} ; w_{2t} , м/с	436	276	249	163,5	246,5	165,5	245	165,5	243	166,5
Параметры пара за решетками:										
давление p_1 ; p_2 , МПа	16,00	15,4	14,05	13,70	12,40	12,06	10,80	10,50	9,53	9,23
удельный объем v_{1t} ; v_{2t} , м ³ /кг	0,0191	0,0195	0,0216	0,0221	0,0240	0,0246	0,0270	0,0276	0,0298	0,0306
сухость x_{1t} ; x_{2t}										
Число Маха M_{1t} ; M_{2t}	0,69	0,44	0,40	0,26	0,40	0,27	0,40	0,27	0,40	0,28
Коэффициент расхода μ_1 ; μ_2	0,97	0,925	0,97	0,95	0,975	0,95	0,975	0,955	0,975	0,955
Площадь решетки F_1 ; F_2 , 10 ⁻⁴ м ²	290	490	570	905	635	990	720	1110	800	1225
Эффективный угол выхода α_{1s} ; β_{2s} , град	16	25,6	14	21,4	14	21,3	14	21,2	14	21,0
Высота решетки l_1 ; l_2 , 10 ⁻³ м	38	41	83	87	91	95	101	105	113	117
Относительная высота решетки l_1/b_1 ; l_2/b_2	0,47	0,41	0,52	1,2	0,57	1,4	0,63	1,5	0,70	1,7
Отношение d_2/l_2	—	27	—	10,3	—	9,6	—	8,8	—	8,0
Коэффициент скорости ϕ ; ψ	0,962	0,912	0,964	0,947	0,965	0,948	0,966	0,949	0,967	0,949
Скорость на выходе потока из решетки c_1 ; w_2 , м/с	419,5	251,5	240	155	238	157	236,5	157	235	158
Относительная скорость на входе в рабочую решетку и абсолютная скорость на выходе из нее w_1 ; c_2 , м/с	257,5	121,5	108,5	56,5	105,5	57	102	57	99	57
Углы направления этих скоростей β_1 ; α_2 , град	27	64	32	87	33	87	34	88	35	88
Потери энергии в решетке ΔH_c ; ΔH_p , кДж/кг	7,1	6,4	2,2	1,4	2,1	1,4	2,0	1,4	1,9	1,4
Потери энергии с выходной скоростью $\Delta H_{в.с}$, кДж/кг	7,4		1,6		1,6		1,6		1,6	
Располагаемая энергия ступени $E_0 = \bar{H}_0 - \kappa_{в.с} \Delta H_{в.с}$, кДж/кг	100,0		36,9		36,9		36,9		36,9	
Относительный лопаточный КПД $\eta_{ол}$	0,791		0,902		0,905		0,908		0,911	
Эквивалентные площади диафрагменного и периферийного зазоров $\mu_y F_y / \sqrt{z_y}$; $\pi d_n \delta_3$, 10 ⁻⁴ м ²	—	24,8	2,2	20,5	2,2	20,8	2,2	21,2	2,2	21,6
Потери от утечек ξ_y^d ; ξ_y^b	—	0,016	0,004	0,020	0,003	0,020	0,003	0,019	0,003	0,017
Потери от трения диска, парциальности, влажности $\xi_{тр} + \xi_n + \xi_{вл}$	0,001 + 0,014		0,001		0,001		0,001		0,001	
Относительный внутренний КПД η_{oi}	0,760		0,877		0,881		0,885		0,890	
Использованный теплоперепад H_p , кДж/кг	76,0		32,4		32,5		32,7		32,8	
Внутренняя мощность N_p , кВт	48 640		20 640		20 700		20 830		20 890	
Энтальпия за отсеком h , кДж/кг	3303,0		—		—		—		—	

Показатель	Номер ступени									
	6		7		8		9		10	
	Первый отсек ЦВД		Второй отсек ЦВД							
	Сопло- вая	Рабочая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая
Расход пара G , кг/с	637		638,6		638,6		605,3		605,3	
Параметры пара перед ступенью:										
давление p_0 , МПа	9,23		7,94		6,9		5,95		5,17	
температура (сухость) t_0 (x_0), °C	422		407		382		362		343	
энтальпия h_0 , кДж/кг	3171,0		3140,4		3104,9		3070,9		3036,7	
Кинетическая энергия на входе в ступень $c_0^2/2$, кДж/кг	1,6		0		1,6		1,5		1,5	
Давление торможения перед ступенью $\bar{p}_0$, МПа	9,28		7,94		6,94		5,98		5,20	
Располагаемый теплоперепад от параметров торможения $\bar{H}_0$, кДж/кг	38,5		39,5		39,5		39,5		39,5	
Располагаемый теплоперепад от статических параметров H_0 , кДж/кг	36,9		39,5		37,9		38,0		38,0	
Средний диаметр d_1 ; d_2 , м	0,9435		0,985		1,002		1,010		1,031	
Окружная скорость u_1 ; u_2 , м/с	148		154,5		157,5		158,5		162	
Отношение скоростей u/c_ϕ	0,533		0,550		0,560		0,564		0,576	
Степень реактивности:										
корневая ρ_K	0,06		0,07		0,07		0,07		0,07	
средняя ρ_{cp}	0,25		0,30		0,32		0,33		0,35	
периферийная ρ_n	0,43		0,45		0,47		0,49		0,52	
Изозитропийный перепад в решетке H_{0c} ; H_{0p} , кДж/кг	28,9	9,6	27,6	11,9	26,9	12,6	26,5	13,0	25,7	13,8
Теоретическая скорость на выходе c_{1t} ; w_{2t} , м/с	240,5	168,5	235	176,5	232	178,5	230	180	226,5	182
Параметры пара за решетками:										
давление p_1 ; p_2 , МПа	8,39	8,10	7,22	6,90	6,24	5,95	5,44	5,17	4,70	4,45
удельный объем v_{1t} ; v_{2t} , м ³ /кг	0,0331	0,0339	0,0376	0,0390	0,0423	0,0438	0,0470	0,0490	0,0534	0,0555
сухость x_{1t} ; x_{2t}										
Число Маха M_{1t} ; M_{2t}	0,40	0,28	0,40	0,30	0,40	0,31	0,40	0,31	0,40	0,32
Коэффициент расхода μ_1 ; μ_2	0,975	0,955	0,98	0,96	0,98	0,96	0,98	0,96	0,98	0,96
Площадь решетки F_1 ; F_2 , 10 ⁻⁴ м ²	900	1340	1040	1470	1190	1630	1260	1715	1455	1925
Эффективный угол выхода α_{13} ; β_{23} , град	14	20,5	14	19,4	14	18,9	14	18,7	14	18,2
Высота решетки l_1 ; l_2 , 10 ⁻³ м	125,5	129,5	139	143	156	160	164	169	185	189
Относительная высота решетки l_1/b_1 ; l_2/b_2	0,79	1,9	1,0	1,6	1,1	1,8	1,2	1,9	1,3	2,1
Отношение d_2/l_2	—	7,3	—	6,9	—	6,3	—	6,0	—	5,5
Коэффициент скорости φ ; ψ	0,938	0,950	0,969	0,950	0,970	0,951	0,971	0,951	0,972	0,952
Скорость на выходе потока из решетки c_1 ; w_2 , м/с	233	160	227,5	167,5	225	170	223,5	171	220	174
Относительная скорость на входе в рабочую решетку и аб- солютная скорость на выходе из нее w_1 ; c_2 , м/с	94	56	85,5	56	81,5	55	79,5	55	74	54,5
Углы направления этих скоростей β_1 ; α_2 , град	36	88	40	86	42	86	43	86	46	87
Потери энергии в решетке ΔH_c ; ΔH_p , кДж/кг	1,8	1,4	1,7	1,5	1,6	1,5	1,5	1,5	1,4	1,6
Потери энергии с выходной скоростью $\Delta H_{в.с.}$, кДж/кг	1,6		1,6		1,5		1,5		1,5	
Располагаемая энергия ступени $E_0 = \bar{H}_0 - \kappa_{в.с.} \Delta H_{в.с.}$, кДж/кг	38,5		37,9		38,0		38,0		38,0	
Относительный лопаточный КПД $\eta_{ол}$	0,875		0,916		0,918		0,921		0,921	
Эквивалентные площади диафрагменного и периферийного зазоров $\mu_y F_y / \sqrt{z_y}$; $\pi d_n \delta_3$, 10 ⁻⁴ м ²	2,2	22,2	2,7	25,3	2,7	26,0	2,7	26,4	2,7	27,2
Потери от утечек ξ_y^a ; ξ_y^b	0,002	0,016	0,002	0,018	0,002	0,017	0,002	0,017	0,002	0,016
Потери от трения диска, парциальности, влажности $\xi_{тр} + \xi_n + \xi_{вл}$	0,001		0,001		0,001		0,001		0,001	
Относительный внутренний КПД η_{oi}	0,856		0,895		0,898		0,901		0,902	
Использованный теплоперепад H_f , кДж/кг	33,0		33,9		34,1		34,2		34,2	
Внутренняя мощность N_p , кВт	21 020		21 650		21 780		20 700		20 760	
Энтальпия за отсеком h , кДж/кг	3139,6		—		—		—		—	

Показатель	Номер ступени									
	11		12		13		14		15	
	Второй отсек ЦВД		ЦСД							
	Сопло- вая	Рабочая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая
Расход пара G , кг/с	605,3		285,0		285,0		285,0		253,9	
Параметры пара перед ступенью:										
давление p_0 , МПа	4,45		3,42		2,51		2,06		1,60	
температура (сухость) t_0 (x_0), °C	323		540		499		468		435	
энтальпия h_0 , кДж/кг	3002,4		3543,0		3454,0		3390,3		3324,8	
Кинетическая энергия на входе в ступень $c_0^2/2$, кДж/кг	1,5		0,0		5,6		5,0		5,1	
Давление торможения перед ступенью $\bar{p}_0$, МПа	4,48		3,42		2,55		2,08		1,63	
Располагаемый теплоперепад от параметров торможения $\bar{H}_0$, кДж/кг	39,5		100,0		77,0		78,0		79,0	
Располагаемый теплоперепад от статических параметров H_0 , кДж/кг	38,0		100,0		71,4		73,0		73,9	
Средний диаметр d_1 ; d_2 , м	1,053		1,291		1,303		1,324		1,333	
Окружная скорость u_1 ; u_2 , м/с	165,5		203		204,5		208		209,5	
Отношение скоростей u/c_ϕ	0,589		0,454		0,526		0,527		0,527	
Степень реактивности:										
корневая ρ_k	0,07		0,08		0,08		0,08		0,08	
средняя ρ_{cp}	0,37		0,19		0,20		0,21		0,22	
периферийная ρ_n	0,54		0,28		0,31		0,33		0,34	
Изэнтропийный перепад в решетке H_{0c} ; H_{0p} , кДж/кг	24,9	14,6	81,5	19,0	61,6	15,4	61,6	16,4	61,6	17,4
Теоретическая скорость на выходе c_{1t} ; w_{2t} , м/с	223	184,5	402,5	276	351	235	351	238,5	351	241,5
Параметры пара за решетками:										
давление p_1 ; p_2 , МПа	4,03	3,80	2,65	2,51	2,14	2,05	1,69	1,60	1,35	1,27
удельный объем v_{1t} ; v_{2t} , м ³ /кг	0,0600	0,0628	0,132	0,139	0,157	0,163	0,191	0,200	0,230	0,241
сухость x_{1t} ; x_{2t}										
Число Маха M_{1t} ; M_{2t}	0,40	0,32	0,60	0,41	0,53	0,37	0,54	0,37	0,55	0,38
Коэффициент расхода μ_1 ; μ_2	0,98	0,96	0,98	0,955	0,98	0,96	0,98	0,965	0,98	0,965
Площадь решетки F_1 ; F_2 , 10 ⁻⁴ м ²	1660	2147	955	1485	1300	2060	1580	2480	1700	2630
Эффективный угол выхода α_{1s} ; β_{2s} , град	14	17,9	14	21,3	17	26,4	17	26,3	17	26,1
Высота решетки l_1 ; l_2 , 10 ⁻³ м	207	211	97	101	109	113	130	134	139	143
Относительная высота решетки l_1/b_1 ; l_2/b_2	1,5	2,3	0,88	1,7	0,78	1,9	0,93	2,2	1,0	2,4
Отношение d_2/l_2	—	5,0	—	12,8	—	11,6	—	9,9	—	9,3
Коэффициент скорости ϕ ; ψ	0,973	0,953	0,970	0,948	0,969	0,953	0,970	0,954	0,970	0,955
Скорость на выходе потока из решетки c_1 ; w_2 , м/с	217	176	390,5	261,6	340	224	340,5	227,5	340,5	230,5
Относительная скорость на входе в рабочую решетку и аб-солютная скорость на выходе из нее w_1 ; c_2 , м/с	69,5	54	199,5	105,5	156,5	99,5	155	101	153	101
Углы направления этих скоростей β_1 ; α_2 , град	49	88	28	66	39	92	40	92	41	91
Потери энергии в решетке ΔH_c ; ΔH_p , кДж/кг	1,3	1,6	4,8	3,9	3,8	2,5	3,6	2,5	3,6	2,6
Потери энергии с выходной скоростью $\Delta H_{в.с.}$, кДж/кг	1,5	—	5,6	—	5,0	—	5,1	—	5,1	—
Располагаемая энергия ступени $E_0 = \bar{H}_0 - \kappa_{в.с.} \Delta H_{в.с.}$, кДж/кг	39,5	—	94,4	—	72,1	—	72,9	—	73,9	—
Относительный лопаточный КПД $\eta_{ол}$	0,889	—	0,908	—	0,913	—	0,915	—	0,916	—
Эквивалентные площади диафрагменного и периферийного зазоров $\mu_y F_y/\sqrt{z_y}$; $\pi d_n \delta_3$, 10 ⁻⁴ м ²	2,7	28,2	3,6	35,0	3,6	35,5	3,6	36,5	3,6	36,8
Потери от утечек ξ_y^a ; ξ_y^b	0,001	0,014	0,003	0,020	0,003	0,016	0,002	0,015	0,002	0,014
Потери от трения диска, парциальности, влажности $\xi_{тр} + \xi_n + \xi_{вл}$	0,001	—	0,001	—	0,001	—	0,001	—	0,001	—
Относительный внутренний КПД η_{oi}	0,873	—	0,884	—	0,893	—	0,897	—	0,899	—
Использованный теплоперепад H_i , кДж/кг	34,5	—	83,4	—	64,3	—	65,4	—	66,4	—
Внутренняя мощность N_p , кВт	20 880	—	23 770	—	18 330	—	18 640	—	16 860	—
Энтальпия за отсеком h , кДж/кг	2967,9	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Показатель	Номер ступени									
	16		17		18		19		20	
	ЦСД									
	Сопло- вая	Рабочая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая
Расход пара G , кг/с	253,9		250,0		250,0		234,9		234,9	
Параметры пара перед ступенью:										
давление p_0 , МПа	1,27		1,00		0,75		0,56		0,40	
температура (сухость) t_0 (x_0), °C	400		369		332		296		258	
энтальпия h_0 , кДж/кг	3258,4		3189,9		3119,5		3047,2		2973,0	
Кинетическая энергия на входе в ступень $c_0^2/2$, кДж/кг	5,1		5,3		5,3		5,4		5,2	
Давление торможения перед ступенью $\bar{p}_0$, МПа	1,29		1,02		0,76		0,57		0,41	
Располагаемый теплоперепад от параметров торможения $\bar{H}_0$, кДж/кг	81,0		83,0		85,0		87,0		89,0	
Располагаемый теплоперепад от статических параметров H_0 , кДж/кг	75,9		78,7		79,7		81,6		83,8	
Средний диаметр d_1 ; d_2 , м	1,359		1,391		1,437		1,485		1,560	
Окружная скорость u_1 ; u_2 , м/с	213,5		218,5		225,5		235		245	
Отношение скоростей u/c_ϕ	0,530		0,536		0,547		0,560		0,581	
Степень реактивности:										
корневая ρ_k	0,08		0,08		0,08		0,08		0,08	
средняя ρ_{cp}	0,24		0,26		0,32		0,36		0,40	
периферийная ρ_π	0,39		0,44		0,48		0,53		0,58	
Изотропный перепад в решетке H_{0c} ; H_{0p} , кДж/кг	61,6	19,4	61,4	21,6	57,8	27,2	55,7	31,3	53,4	35,6
Теоретическая скорость на выходе c_{1t} ; w_{2t} , м/с	351	248	350,5	254	340	268	334	278,5	327	288,5
Параметры пара за решетками:										
давление p_1 ; p_2 , МПа	1,07	1,00	0,81	0,75	0,62	0,56	0,45	0,40	0,322	0,275
удельный объем v_{1t} ; v_{2t} , м ³ /кг	0,279	0,294	0,345	0,364	0,425	0,463	0,550	0,600	0,715	0,810
сухость x_{1t} ; x_{2t}										
Число Маха M_{1t} ; M_{2t}	0,56	0,40	0,58	0,43	0,58	0,46	0,59	0,50	0,60	0,54
Коэффициент расхода μ_1 ; μ_2	0,98	0,965	0,98	0,965	0,98	0,965	0,98	0,965	0,98	0,965
Площадь решетки F_1 ; F_2 , 10 ⁻⁴ м ²	2060	3120	2510	3710	3190	4480	3950	5240	5240	6830
Эффективный угол выхода α_{13} ; β_{23} , град	17	25,6	17	25,0	17	23,7	17	22,4	17	22,1
Высота решетки l_1 ; l_2 , 10 ⁻³ м	166	170	198	202	242	247	291	296	365	370
Относительная высота решетки l_1/b_1 ; l_2/b_2	1,2	2,8	1,4	3,4	1,7	3,9	2,1	4,9	2,6	6,2
Отношение d_2/l_2	—	8,0	—	6,9	—	5,8	—	5,0	—	4,2
Коэффициент скорости φ ; ψ	0,971	0,955	0,972	0,955	0,972	0,955	0,972	0,955	0,972	0,955
Скорость на выходе потока из решетки c_1 ; w_2 , м/с	341	237	340,5	242,5	330,5	256	324,5	266	318	275
Относительная скорость на входе в рабочую решетку и абсолютная скорость на выходе из нее w_1 ; c_2 , м/с	150,5	102,5	146	102,5	132	103,5	122	102	109,5	104
Углы направления этих скоростей β_1 ; α_2 , град	42	90	43	89	47	85	51	83	58	84
Потери энергии в решетке ΔH_c ; ΔH_p , кДж/кг	3,5	2,7	3,4	2,8	3,2	3,2	3,1	3,4	2,9	3,7
Потери энергии с выходной скоростью $\Delta H_{в.с}$, кДж/кг	5,3		5,3		5,4		5,4		5,4	
Располагаемая энергия ступени $E_0 = \bar{H}_0 - \kappa_{в.с} \Delta H_{в.с}$, кДж/кг	75,7		77,7		79,6		81,8		89,0	
Относительный лопаточный КПД $\eta_{0л}$	0,918		0,920		0,920		0,921		0,865	
Эквивалентные площади диафрагменного и периферийного зазоров $\mu_y F_y/\sqrt{z_y}$; $\pi d_\pi \delta_3$, 10 ⁻⁴ м ²	3,6	38,0	3,6	39,4	3,6	41,6	3,6	43,8	3,6	47,4
Потери от утечек ξ_y^A ; ξ_y^B	0,002	0,013	0,001	0,012	0,001	0,011	0,001	0,010	0,001	0,008
Потери от трения диска, парциальности, влажности $\xi_{тр} + \xi_\pi + \xi_{вл}$	0,001		0,001		0,001		0,001		0,001	
Относительный внутренний КПД η_{0i}	0,902		0,906		0,907		0,909		0,855	
Использованный теплоперепад H_i , кДж/кг	68,3		70,4		72,2		74,4		76,1	
Внутренняя мощность N_i , кВт	17 340		17 600		18 050		17 480		17 880	
Энтальпия за отсеком h , кДж/кг	—		—		—		—		2902,1	

Показатель	Номер ступени									
	21		22		23		24		25	
	ЦНД									
	Сопло- вая	Рабочая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая
Расход пара G , кг/с	72,2		72,2		67,1		67,1		64,8	
Параметры пара перед ступенью:										
давление p_0 , МПа	0,27		0,152		0,08		0,0361		0,0146	
температура (сухость) t_0 (x_0), °C	218		163		106		0,976		0,947	
энтальпия h_0 , кДж/кг	2902,1		2794,3		2688,2		2579,2		2471,3	
Кинетическая энергия на входе в ступень $c_0^2/2$, кДж/кг	0		3,0		4,0		5,3		9,0	
Давление торможения перед ступенью $\bar{p}_0$, МПа	0,27		0,155		0,082		0,0375		0,0155	
Располагаемый теплоперепад от параметров торможения $\bar{H}_0$, кДж/кг	120,0		120,0		125,0		130,0		203,0	
Располагаемый теплоперепад от статических параметров H_0 , кДж/кг	120,0		117,0		121,0		124,7		194,0	
Средний диаметр d_1 ; d_2 , м	1,810		1,885		2,013	2,015	2,220	2,225	2,530	2,550
Окружная скорость u_1 ; u_2 , м/с	284,5		296		316	316,5	348,5	349,5	397,5	400,5
Отношение скоростей u/c_ϕ	0,581		0,604		0,632		0,683		0,624	
Степень реактивности:										
корневая ρ_k	0,20		0,20		0,20		0,20		0,30	
средняя ρ_{cp}	0,33		0,40		0,46		0,55		0,69	
периферийная ρ_n	0,46		0,53		0,65		0,71		0,82	
Изэнтропийный перепад в решетке H_{0c} ; H_{0p} , кДж/кг	80,4	39,6	72,0	48,0	67,5	57,5	58,5	71,5	62,9	140,1
Теоретическая скорость на выходе c_{1t} ; w_{2t} , м/с	401	306	379,5	326	367,5	349,5	342	390	355	548,5
Параметры пара за решетками:										
давление p_1 ; p_2 , МПа	0,186	0,152	0,104	0,080	0,054	0,0375	0,025	0,0155	0,0098	0,0034
удельный объем v_{1t} ; v_{2t} , м ³ /кг	1,102	1,305	1,76	2,13	2,99	4,13	5,98	9,14	13,88	36,9
сухость x_{1t} ; x_{2t}	—	—	—	—	0,990	0,973	0,958	0,940	0,931	0,891
Число Маха M_{1t} ; M_{2t}	0,78	0,60	0,78	0,69	0,82	0,78	0,83	0,98	0,90	1,48
Коэффициент расхода μ_1 ; μ_2	0,98	0,965	0,98	0,965	0,985	0,98	1,00	1,00	1,025	1,020
Площадь решетки F_1 ; F_2 , 10 ⁻⁴ м ²	2020	3190	3420	4890	5540	8090	11730	15730	24680	35200
Эффективный угол выхода α_{13} ; β_{23} , град	10	15,5	12	16,8	12,5	17,9	16	21,1	19,8/ 20,9	25,6/ 35,8
Высота решетки l_1 ; l_2 , 10 ⁻³ м	205	210	278	285	405	415	610	625	920	950
Относительная высота решетки l_1/b_1 ; l_2/b_2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Отношение d_2/l_2	—	8,6	—	6,9	5,0	4,8	3,64	3,56	2,75	2,68
Коэффициент скорости φ ; ψ	0,972	0,955	0,973	0,956	0,973	0,957	0,974	0,958	0,974	0,958
Скорость на выходе потока из решетки c_1 ; w_2 , м/с	340	292	369,5	311,5	357,5	334,5	333	373,5	346	525,5
Относительная скорость на входе в рабочую решетку и абсолютная скорость на выходе из нее w_1 ; c_2 , м/с	120,5	78	101	89,5	84	103	96	134,5	144	308,5
Углы направления этих скоростей β_1 ; α_2 , град	34	92	50	89	67	89	107	90	122	85
Потери энергии в решетке ΔH_c ; ΔH_p , кДж/кг	4,4	4,1	3,8	4,6	3,6	5,1	3,0	6,3	3,8	12,4
Потери энергии с выходной скоростью $\Delta H_{в.с}$, кДж/кг	3,0		4,0		5,3		9,0		47,6	
Располагаемая энергия ступени $E_0 = \bar{H}_0 - \kappa_{в.с} \Delta H_{в.с}$, кДж/кг	117,0		116,0		119,7		121,0		203,0	
Относительный лопаточный КПД $\eta_{ол}$	0,927		0,928		0,927		0,923		0,689	
Эквивалентные площади диафрагменного и периферийного зазоров $\mu_y F_y / \sqrt{z_y}$; $\pi d_n \delta_s$, 10 ⁻⁴ м ²	16,2	68	16,2	73	16,2	82	16,2	128	16,2	315
Потери от утечек ξ_y^u ; ξ_y^b	0,007	0,022	0,004	0,016	0,003	0,011	0,001	0,013	0,000	0,0077
Потери от трения диска, парциальности, влажности $\xi_{тр} + \xi_n + \xi_{вл}$	0,002		0,002		0,001 + 0,012		0,001 + 0,047		0,000 + 0,084	
Относительный внутренний КПД η_{oi}	0,896		0,903		0,900		0,861		0,598	
Использованный теплоперепад H_i , кДж/кг	104,8		105,1		107,7		104,2		121,4	
Внутренняя мощность N_p , кВт	7570		7590		7230		6990		7870	
Энтальпия за отсеком h , кДж/кг	—		—		—		—		2358,9	



(см. рис. 5.9) Утечка пара через это уплотнение определяется по формуле (3.31):

$$\Delta G_y = \mu_y F_y \sqrt{p_0 / v_0} \sqrt{\frac{1 - \epsilon^2}{z_y}} =$$

$$= 0,73 \cdot 14,1 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{15,8 \cdot 10^6}{0,020}} \sqrt{\frac{1 - 0,5^2}{70}} = 3 \text{ кг/с.}$$

Здесь принято число уплотнительных гребешков $z_y = 70$, диаметр щелей под ними $d_y = 0,56$ м, размер щели $\delta_y = 0,8$ мм; коэффициент расхода $\mu_y = 0,73$ определен по рис. 3.25, площадь зазора уплотнения

$$F_y = \pi d_y \delta_y = \pi \cdot 0,56 \cdot 0,0008 = 1,41 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Параметры пара перед уплотнением приняты по состоянию пара за регулирующей ступенью. Давление за уплотнением, равное давлению пара перед вторым отсеком, оценено ориентировочно и составляет 7,9 МПа, т.е. $\epsilon = 0,5$. Таким образом, расход пара на входе в первый отсек составляет $G = 640 - 3 = 637$ кг/с.

Далее рассчитываем число ступеней отсека. Диаметр первой нерегулируемой ступени принимаем равным $d = 0,9$ м и определяем высоту сопловой решетки в соответствии с формулой (5.23):

$$l_1 = \frac{G v_{1t} x_\phi}{\pi^2 d \mu_{1n} \sqrt{1 - \rho} \sin \alpha_{13}} =$$

$$= \frac{637 \cdot 0,021 \cdot 0,51}{\pi^2 0,9^2 \cdot 0,97 \cdot 50 \sqrt{1 - 0,2} \sin 14^\circ} = 0,0812 \text{ м.}$$

Здесь удельный объем $v_{1t} \approx v_{2t} = 0,021 \text{ м}^3/\text{кг}$ определен по теплоперепаду

$$H_0 = 12,3 \frac{d^2}{(u/c_\phi)^2} \left(\frac{n}{50} \right)^2 = 12,3 \frac{0,9^2}{0,51^2} \left(\frac{50}{50} \right)^2 = 38,3 \text{ кДж/кг,}$$

а эффективный угол выхода из сопл и степень реактивности приняты $\alpha_{13} = 14^\circ$, $\rho = 0,2$. Если принять перекрышу $\Delta = l_2 - l_1 = 4,8$ мм, то высота рабочей лопатки будет $l = 86$ мм, а корневой диаметр $d_k = 0,900 - 0,086 = 0,814$ м. Для всех ступеней первого отсека принимается постоянство корневой диаметра. Поэтому теплоперепады и соответственно скорости потока в решетках во всех ступенях можно считать приблизительно постоянными. Следовательно, средний диаметр последней ступени можно определить упрощенно по соотношению

$$l_{2z}(l_{2z} + d_k) = (l_2 d_2)_z = (l_2 d_2) \frac{v_{2z}}{v_{22}} =$$

$$= 0,900 \cdot 0,086 \frac{0,034}{0,021} = 0,125 \text{ м}^2.$$

Отсюда подсчитываем $d_{2z} = 0,946$ м. Значения удельного объема за отсеком v_{2z} определяем приближенно по предварительно построенному процессу в h, s -диаграмме.

Рис. 5.10. Треугольники скоростей на среднем диаметре для ступеней турбины К-800-240 (к примеру расчета)

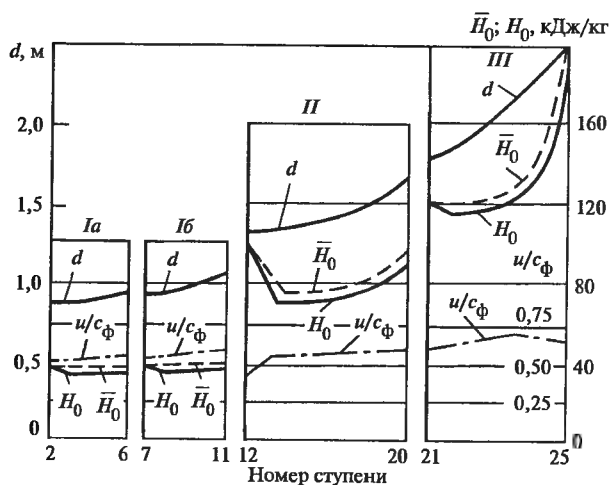


Рис. 5.11. Диаграмма распределения диаметров, отношений скоростей и теплоперепадов вдоль проточной части турбины К-800-240:

Ia, Ib — отсеки ступеней ЦВД левого и правого потоков; II — отсек ступеней ЦСД; III — отсек ступеней ЦНД

На рис. 5.11 откладываем значения диаметров первой и последней ступеней отсека и строим кривую изменения диаметров вдоль проточной части. Здесь же наносим кривую изменения отношения скоростей u/c_ϕ . Далее определяем располагаемые теплоперепады ступеней

$$\bar{H}_0 = 12,3 \left(\frac{d}{u/c_\phi} \right)^2$$

и откладываем их значения на рис. 5.11. На этом же рисунке наносим кривую для теплоперепадов, рассчитанных по статическим параметрам:

$$H_0 = \bar{H}_0 - \frac{c_0^2}{2} = \bar{H}_0 [1 - \sin^2 \alpha_1 (1 - \rho)] = \bar{H}_0 [1 - \sin^2 14^\circ (1 - 0,2)] = 0,95 \bar{H}_0.$$

Средний теплоперепад ступеней первого отсека определяем из диаграммы рис. 5.11: $(H_0)_{\text{ср}} = 37,2$ кДж/кг. Далее оцениваем коэффициент возврата теплоты

$$q_t = k_t (1 - \eta_{\text{от}}) H_0 \frac{z - 1}{z} = 0,48 \cdot 10^{-3} (1 - 0,87) 185 \frac{4}{5} = 0,009,$$

где z принято равным 5.

Число ступеней в отсеке в соответствии с формулой (5.27)

$$z = \frac{H_0 (1 + q_t)}{(H_0)_{\text{ср}}} = \frac{185 \cdot 1,009}{37,2} = 5.$$

Здесь H_0 — теплоперепад отсека. Затем проводим детальный расчет ступеней, результаты которого представ-

лены в табл. 5.6. Расчет проводится по методике, изложенной в предыдущих главах. Все ступени первого отсека рассчитывались на расход пара $G = 637$ кг/с. Угол выхода потока из сопловых лопаток принят одинаковым для всех ступеней и не изменяется по высоте лопаток. Рабочие лопатки всех ступеней закрученные, так как отношение d/l в ступенях отсека изменяется от 10 до 7. Профилирование рабочих лопаток всех ступеней принято одинаковым. Поэтому лопатки ступеней получают подрезкой вершины последней рабочей лопатки при неизменной корневой части. В связи с этим на среднем диаметре угол выхода из рабочих лопаток β_2 незначительно уменьшается от ступени к ступени. Для всех ступеней приняты неизменными корневая степень реактивности, размеры хорды профиля сопловой лопатки $b_1 = 160$ мм и хорды профиля рабочей лопатки $b_2 = 70$ мм (на среднем диаметре). Все ступени выполняются с цилиндрическим бандажом. Среднюю $\rho_{\text{ср}}$ и периферийную $\rho_{\text{п}}$ степени реактивности определяли по формулам (3.58) и (3.58а).

Располагаемую энергию в ступенях определяли для первых пяти ступеней по формуле $E_0 = \bar{H}_0 - \Delta H_{\text{в.с.}}$, а для последней $E_0 = \bar{H}_0$.

Расчет ступеней проводим по параметрам в сечениях по среднему диаметру, периферийная степень реактивности необходима для расчета утечек пара через зазоры по бандажу.

Относительный лопаточный КПД находим по формуле

$$\eta_{\text{о.л}} = \frac{\bar{H}_0 - \Delta H_{\text{с}} - \Delta H_{\text{р}} - \Delta H_{\text{в.с.}}}{E_0}$$

и контролируем по формуле

$$\eta_{\text{о.л}} = \frac{u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2)}{E_0}.$$

Потери от утечек в диафрагменном уплотнении считываем по формуле (3.33):

$$\xi_y^{\text{д}} = \frac{k_y \mu_y F_y}{\mu_1 F_1 \sqrt{z_y}} \eta_{\text{о.л}},$$

где $\mu_y F_y / \sqrt{z_y} = 2,2$ см² принято постоянным для всех ступеней отсека.

Потери от периферийной утечки вычисляем по формуле (3.35)

$$\xi_y^6 = \frac{\pi d_n \delta_3}{F_1 \sqrt{1 - \rho_{\text{ср}}}} \eta_{\text{о.л}},$$

где $d_n = d + l_2$; δ_3 принято равным 0,65 мм.

Потери от трения находим по формуле

$$\xi_{\text{тр}} = k_{\text{тр}} \frac{d^2}{F_1} \left(\frac{u}{c_\phi} \right)^3.$$

Относительный внутренний КПД, использованный теплоперепад ступени и ее мощность определяем по формулам

$$\eta_{oi} = \eta_{o.l} - (\xi_y^d + \xi_y^b + \xi_{тр});$$

$$H_i = E_0 \eta_{oi}; N_i = G H_i.$$

Энтальпия по статическим параметрам перед последующей $(n + 1)$ -й ступенью

$$(h_0)_{n+1} = (h_0)_n + (c_2^2/2)_{n-1} - H_{in} - (c_2^2/2)_n,$$

а энтальпия пара на выходе из отсека

$$(h_2)_z = (h_0)_z + (c_2^2/2)_{z-1} - H_{iz}.$$

При детальном расчете давление за отсеком несколько изменилось по сравнению с предварительно выбранным значением.

в) *Второй отсек ЦВД.* Расход пара через второй отсек равен расходу пара через первый отсек плюс протечки пара через уплотнение между первым и вторым отсеками $\Delta G = 3$ кг/с и минус протечки через переднее концевое уплотнение $\Delta G = 1,4$ кг/с (здесь принято $d_y = 0,56$ м, $\delta_y = 0,50$ мм, $z_y = 49$):

$$G = 637 + 3 - 1,4 = 638,6 \text{ кг/с}.$$

Далее расчет проводим по аналогии с расчетом первого отсека. При корневом диаметре $d_k = 0,985$ м число ступеней в отсеке получено равным пяти. Распределение теплоперепадов по ступеням приведено на рис. 5.11. Энтальпия пара на входе в отсек вычислена по уравнению смешения с учетом подогрева основного потока теплотой пара протечки через уплотнение между отсеками, энтальпия которой равна энтальпии пара в камере регулирующей ступени:

$$h = \frac{3139,6(637 - 1,4) + 3303 \cdot 3}{638,6} = 3140,4 \text{ кДж/кг}.$$

По сравнению с первым отсеком следует отметить следующие особенности расчета. После второй ступени отсека расход пара уменьшен до $G = 605,3$ кг/с вследствие отбора его на регенерацию (см. табл. 5.6).

Во втором отсеке всеорность ступеней возросла ($d/l = 5,0 \dots 6,9$), поэтому степень реактивности в сечениях по высоте лопатки вычисляем по формуле

$$\frac{1 - \rho}{1 - \rho_k} = \left(\frac{r}{r_k}\right)^{-1,8}.$$

Корневая степень реактивности принята равной $\rho_k = 0,07$. Размеры хорд профилей сопл $b_1 = 140$ мм, рабочих лопаток $b_2 = 90$ мм. В диафрагменных уплотнениях принято $\mu_y F_y / \sqrt{z_y} = 2,7 \text{ см}^2$, а эквивалентный зазор в периферийном уплотнении $\delta_3 = 0,75$ мм.

Суммарная внутренняя мощность ЦВД $N_i^{\text{ЦВД}} = 258 490$ кВт. Диаграммный КПД ЦВД, рассчитанный по состоянию от параметров пара перед стопорным клапаном турбины, $\eta_{oi}^{\text{ЦВД}} = 0,853$, а по состоянию от параметров пара перед регулирующей ступенью $(\eta_{oi}^{\text{ЦВД}})' = 0,871$.

г) *Цилиндр среднего давления.* Так как цилиндр среднего давления двухпоточный, то расход пара через ступень каждого потока равен половине общего расхода пара в ЦСД, т.е. $G/2 = 570/2 = 285$ кг/с.

Для снижения температуры пара, омывающего ротор и корпус в районе первой ступени, располагаемый теплоперепад первой ступени цилиндра принимаем равным $H_0 = 100$ кДж/кг. В связи с тем что диаметр этой ступени по условиям проектирования ЦСД целесообразно выполнить не более 1,3 м, отношение скоростей u/c_ϕ для этой ступени не является оптимальным. Во всех последующих ступенях отношение скоростей принято оптимальным.

В результате распределения теплоперепадов по ступеням при корневом диаметре $d_k = 1,178$ м получено число ступеней $z = 9$.

Все ступени выполняются с лопатками переменного профиля по высоте, так как всеорность ступеней повышенная ($\theta = 3,6 \dots 11$).

Так как скорости в сопловой решетке первой ступени выше, чем во второй, в которой теплоперепад равен 71,4 кДж/кг, то площадь F_1 первой ступени значительно меньше соответствующей площади второй ступени. При этом для того, чтобы сохранить высоты лопаток на одном уровне, необходимо угол α_{13} первой ступени ($\alpha_{13} = 14^\circ$) выполнить меньшим по сравнению с α_{13} остальных ступеней ($\alpha_{13} = 17^\circ$).

Размеры хорд сопл составляют: в первой ступени $b_1 = 100$ мм, в остальных ступенях $b_1 = 140$ мм. Пониженный размер хорды сопл первой ступени связан с большей жесткостью сопловых коробок первой ступени по сравнению с диафрагмами последующих ступеней. Размер хорды рабочих лопаток всех ступеней $b_2 = 60$ мм.

Степень реактивности у корня лопаток $\rho_k = 0,08$. Повышение степени реактивности в ступенях ЦСД принято в целях улучшения аэродинамических характеристик рабочих лопаток. При этом осевые усилия существенно не возрастут, так как ротор ЦСД имеет двухпоточную конструкцию.

Потери от утечек в диафрагменном уплотнении вычислялись при $\mu_y F_y / \sqrt{z_y} = 3,6 \text{ см}^2$, а в периферийном уплотнении — при эквивалентном зазоре $\delta_3 = 0,8$ мм.

Во всех ступенях, кроме последней, кинетическая энергия выходной скорости c_2 полностью используется в последующей ступени. В связи с малым углом выхода из рабочих лопаток первой ступени ($\alpha_2 = 66^\circ$) сопловая

лопатка второй ступени должна быть спроектирована на угол входа $\alpha_0 = 66^\circ$. В других ступенях сопловые лопатки должны быть рассчитаны на угол входа $\alpha_0 = 90^\circ$.

Мощность ЦСД составляет $N_i^{\text{ЦСД}} = 2 \cdot 165\,950 = 331\,900$ кВт. Диаграммный КПД ЦСД равен $\eta_{oi}^{\text{ЦСД}} = 0,905$.

д) *Цилиндр низкого давления.* Для трех двухпоточных цилиндров низкого давления расход пара через ступень каждого потока составляет $G = G_{\text{общ}} / 6 = 72,2$ кг/с.

Число ступеней и распределение теплоперепадов в ЦНД определяем в соответствии с общей методикой, изложенной в § 5.4.

Для последней ступени выбраны высота рабочей лопатки $l_2 = 950$ мм, ее корневой диаметр $d_{2к} = 1,6$ м, отношение $\theta = 2,68$, торцевая ометаемая площадь $\Omega = 7,6$ м².

Для обеспечения экономичной работы системы регенерации выбран повышенный теплоперепад $\bar{H}_0 = 203$ кДж/кг на последнюю ступень, перед которой осуществляется отбор пара в ПНД. В связи с этим отношение u/c_ϕ последней ступени пониженное, но находится близко к оптимальному значению.

Так же как в ЦВД и ЦСД, корневой диаметр для всех ступеней отсека принят постоянным ($d_k = 1,6$ м) для улучшения аэродинамических характеристик потока в корневой и периферийных зонах лопаточного аппарата. Унификацию лопаточного аппарата в ступенях ЦНД обычно осуществить не удастся. Для плавности меридионального обвода проточной части ЦНД высота лопаток первой ступени принята повышенной ($l_2 = 200$ мм). При этом угол $\alpha_{1з} = 10^\circ$. В последующих ступенях этот угол от ступени к ступени увеличивается, достигая в последней ступени 20° .

На диаграмме рис. 5.11 выбраны кривая диаметров между первой ступенью ($d = 1,6 + 0,2 = 1,8$ м) и последней ($d = 2,550$ м), кривая отношений скоростей от $u/c_\phi = 0,58$ в первой ступени до $u/c_\phi = 0,68$ в предпоследней ступени и $u/c_\phi = 0,633$ в последней ступени.

Из диаграммы рис. 5.11 вычисляем средний теплоперепад ступени $(H_0)_{\text{ср}} = 133,4$ кДж/кг. Коэффициент возврата теплоты

$$q_i = 0,33 \cdot 10^{-3} (1 - \eta_{oi}^*) H_0 \frac{z-1}{z} = 0,33 \cdot 10^{-3} (1 - 0,889) 676 \frac{4}{5} = 0,02.$$

Здесь H_0 — теплоперепад ЦНД. Тогда число ступеней

$$z = \frac{676 \cdot 1,02}{133,4} = 5,17. \text{ Принимаем } z = 5.$$

В каждой ступени, кроме последней, используется кинетическая энергия выходной скорости c_2 . Каждая ступень имеет индивидуальное профилирование лопаток по высоте, так как углы выхода $\alpha_{1з}$ во всех ступенях разные.

Эквивалентная площадь диафрагменного уплотнения

$$\mu_y F_y / \sqrt{z_y} = 16,2 \text{ см}^2.$$

Эквивалентный зазор в периферийном уплотнении от ступени к ступени принят увеличивающимся.

В последних трех ступенях введена поправка на влажность для коэффициентов расхода, а потери от влажности подсчитывали по формуле

$$\xi_{\text{вл}} = 2 \frac{u}{c_\phi} [0,9y_0 + 0,35(y_2 - y_0)].$$

Так как в последней ступени скорости потока в соплах и рабочих лопатках сверхзвуковые, то площади решеток сопел и рабочих лопаток определяли по уравнениям

$$F_1 = \frac{G c_{1кр}}{\mu_1 v_{1кр}} \text{ и } F_2 = \frac{G w_{2кр}}{\mu_2 v_{2кр}}.$$

При построении треугольников скоростей учитывалось отклонение потока в косом срезе каналов:

$$\frac{\sin(\alpha_{1з} + \delta_1)}{\sin \alpha_{1з}} = \frac{v_{1t}}{v_{1кр}} \frac{c_{1кр}}{c_{1t}}; \quad \frac{\sin(\beta_{2з} + \delta_2)}{\sin \beta_{2з}} = \frac{v_{2t}}{v_{2кр}} \frac{w_{2кр}}{w_{2t}}.$$

В табл. 5.6 для последней ступени приведены углы $\alpha_{1з}$ (числитель) и $\alpha_{1з} + \delta_1 = \alpha_1$ (знаменатель), а также $\beta_{2з}$ (числитель) и $\beta_{2з} + \delta_2 = \beta_2$ (знаменатель). Диаграммный КПД проточной части ЦНД $\eta_{oi}^{\text{ЦНД}} = 0,804$. Мощность шести потоков ЦНД $N_i^{\text{ЦНД}} = 6 \cdot 37\,250 = 223\,500$ кВт.

Внутренняя мощность всей турбины

$$N_i = N_i^{\text{ЦВД}} + N_i^{\text{ЦСД}} + N_i^{\text{ЦНД}} = 813\,890 \text{ кВт}.$$

Электрическая мощность генератора $N_g = N_i \eta_m \eta_{г.г} = 813\,890 \cdot 0,966 \cdot 0,987 = 800\,096$ кВт.

На основе выполненного детального расчета проточной части турбины на рис. 5.8 штриховой линией показан процесс расширения пара в h, s -диаграмме, который отличается от процесса, построенного по предварительной оценке (сплошная линия). После детального расчета проточной части по среднему диаметру ступени проводят детальное профилирование ступеней большой всеерности, уточняют размеры лопаток с учетом прочности и вибрационной надежности.

РАБОТА ТУРБИНЫ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ РЕЖИМЕ

6.1. РАБОТА СТУПЕНИ ПРИ НЕРАСЧЕТНОМ РЕЖИМЕ

При проектировании и изготовлении турбины профили и геометрические размеры сопловых и рабочих решеток каждой ее ступени выбирают и выполняют в металле для одного определенного расчетного режима: для заданных параметров и расхода пара, располагаемого теплоперепада, частоты вращения и т.п. Для этого расчетного режима находят скорости потока пара, строят треугольники скоростей, выбирают степени реактивности, наконец, определяют КПД ступеней.

В процессе эксплуатации значительную часть времени турбины работают в режимах с различными расходами пара, в режимах пуска и остановки, нередко с отклонениями начальных и конечных параметров пара, возможен и занос солями проточной части турбины, а также работа с удаленными рабочими лопатками отдельных ступеней и нарушенной геометрией решеток за счет подгиба кромок лопаток. Особенностью работы транспортных и приводных турбин, кроме того, является переменная частота вращения.

Для того чтобы правильно оценить изменение экономичности и надежности работы турбины и ее отдельных ступеней при встречающихся отклонениях от расчетного режима, необходимо при этих отклонениях производить тепловые, а иногда и прочностные расчеты турбины с неизменными профилями и геометрическими размерами сопловых и рабочих решеток.

При изменении нагрузки турбины, а следовательно, и расхода пара, при отклонении параметров пара от номинальных режимные характеристики ступени H_0 , u/c_ϕ , ρ и другие могут значительно отличаться от расчетных.

В стационарных турбинах, работающих на электростанциях с постоянной частотой вращения, окружные скорости при изменении нагрузки турбины сохраняются постоянными. Теплоперепады при этом изменяются, причем в различных ступенях по-

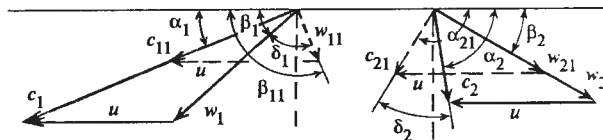


Рис. 6.1. Треугольники скоростей при расчетном и уменьшенном теплоперепадах ступени

разному. Наибольшим изменениям подвергаются теплоперепады последних ступеней и регулирующих ступеней турбин с сопловым парораспределением.

Рассмотрим, как изменяется тепловой процесс ступени при изменении ее теплоперепада. Предположим, что в основу подбора профилей и геометрических размеров сопловых и рабочих решеток рассматриваемой ступени были положены расчетные треугольники скоростей, показанные на рис. 6.1 сплошными линиями.

Допустим, что при нерасчетном режиме теплоперепад этой ступени уменьшился. Значит, уменьшится и абсолютная скорость истечения пара из сопловой решетки $c_{11} < c_1$ (рис. 6.1) и возрастет отношение скоростей u/c_ϕ .

Проведем из вершины треугольника вектор скорости c_{11} , вычтем геометрически из него неизменную окружную скорость u и получим новую относительную скорость входа пара на рабочие лопатки w_{11} , которая стала меньше расчетной скорости w_1 , значительно отклонилась от первоначального направления и встречает входную кромку рабочих лопаток с отрицательным углом атаки $\delta_1 = \beta_1 - \beta_{11}$, т.е. в данном случае поток пара ударяет в спинки лопаток, что приводит к значительным потерям энергии в каналах рабочих лопаток и соответствующему снижению КПД ступени. Наряду с этим увеличение отношения скоростей u/c_ϕ сопровождается увеличением степени реактивности.

Зависимость степени реактивности ρ от отношения скоростей u/c_ϕ при небольших изменениях

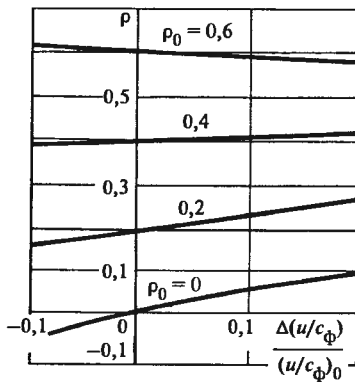


Рис. 6.2. Изменение степени реактивности ступени в зависимости от изменения отношения скоростей u/c_ϕ для разных значений расчетной степени реактивности

u/c_ϕ , когда $-0,1 < \frac{\Delta(u/c_\phi)}{(u/c_\phi)_0} < 0,2$, можно принять линейной:

$$\frac{\Delta \rho}{1 - \rho_0} = (0,5 - \rho_0) \frac{\Delta(u/c_\phi)}{(u/c_\phi)_0}, \quad (6.1)$$

где индексами «0» отмечены величины при расчетном режиме, а буквой Δ — отклонения от расчетных. График этой зависимости для различных значений начальной (расчетной) степени реактивности ρ_0 приведен на рис. 6.2: чем меньше расчетная степень реактивности, тем больше ее изменение при изменении u/c_ϕ .

Уравнение (6.1) получено с помощью уравнений сохранения энергии и неразрывности без учета влияния изменения степени реактивности на утечки пара через периферийные и корневые зазоры. Этим влиянием можно пренебречь лишь в том случае, когда зазоры очень малы и когда парциальность ступени равна единице. При больших зазорах повышение реактивности при росте u/c_ϕ вызывает увеличение утечек пара через эти зазоры, поэтому действительный рост реактивности будет несколько меньшим, чем получаемый по формуле (6.1).

Сокращение теплоперепада ступени сопровождается также уменьшением относительной скорости выхода пара из рабочей решетки $w_{21} < w_2$, что приводит к изменению значения и направления абсолютной скорости выхода c_{21} (см. рис. 6.1).

Натекание потока на входные кромки сопловой решетки последующей ступени при этом будет происходить с отрицательным углом атаки $\delta_2 =$

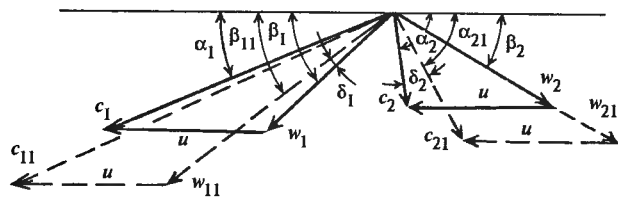


Рис. 6.3. Треугольники скоростей при расчетном и увеличенном теплоперепадах ступени

$= \alpha_2 - \alpha_{21}$, что также вызывает дополнительные потери в ней, которые можно уменьшить, применяя скругленную входную кромку сопловой решетки.

Теперь рассмотрим другой случай, когда теплоперепад ступени станет больше расчетного. В этом случае возрастет абсолютная скорость выхода пара из сопловой решетки $c_{11} > c_1$ (рис. 6.3) и уменьшится отношение скоростей u/c_ϕ . Если при этом скорость c_{11} начнет превышать скорость звука, поток пара будет отклоняться в косом срезе сопловой решетки. Увеличение скорости c_{11} вызывает уменьшение угла β_{11} , и поток будет натекать с положительным углом атаки при входе в рабочую решетку. Это может вызвать отрыв потока на спинке профиля и значительный рост потерь в рабочей решетке. Давление перед рабочей решеткой понизится, степень реактивности ρ уменьшится, а если расчетное значение ее было мало, то появится отрицательная реактивность. Как видно из треугольника выходных скоростей (рис. 6.3), абсолютная скорость выхода пара из рабочей решетки увеличится ($c_{21} > c_2$) и изменение ее направления приведет к тому, что натекание потока на сопловую решетку последующей ступени будет происходить с положительным углом атаки.

Здесь рассмотрен переменный режим работы ступени, при котором частота вращения ротора сохранялась постоянной, а изменению подвергался теплоперепад. Аналогичные результаты получатся, когда теплоперепад будет сохраняться постоянным, а изменяться будет частота вращения. В этом нетрудно убедиться, если построить треугольники скоростей. Увеличение частоты вращения приведет к изменению треугольников скоростей, аналогичному тому, что происходит при уменьшении теплоперепада.

Влияние изменения режима работы ступени на ее экономичность зависит от расчетных значений отношения скоростей $(u/c_\phi)_0$, степени реактивности ρ_0 и отношения давлений $(\epsilon_{ct})_0$, определяю-

щих числа Маха M_{1i} и M_{2i} , от типа подобранных решеток и других геометрических и конструктивных характеристик ступени.

Отклонение от расчетного режима может привести чаще всего к снижению экономичности, если ступень проектировалась так, чтобы в расчетных условиях был обеспечен максимально возможный КПД η_{oi} , но иногда и к повышению экономичности, если по условиям технико-экономической оптимизации и унификации, требованиям малого изменения КПД в широком диапазоне нагрузок расчетный режим не соответствовал наивысшему КПД.

Зависимости отдельных составляющих потерь (потери в сопловой и рабочей решетках, а также потери с выходной скоростью) и относительного лопаточного КПД ступени $\eta_{o,л}$ от отношения u/c_ϕ подробно рассмотрены в § 2.4. В § 3.2 показано влияние отношения скоростей u/c_ϕ на дополнительные потери в ступени.

Кроме отношения скоростей u/c_ϕ на изменение КПД ступени может оказать некоторое влияние отношение давлений за ступенью и перед ней $\epsilon_{ст} = p_2/\bar{p}_0$ из-за изменения потерь при обтекании решеток и перераспределения теплоперепадов между решетками. Обычно при проектировании и отработке серии ступеней одновременно с зависимостями $\eta_{o,л}$ от u/c_ϕ строят графики поправок к ним, учитывающие, в частности, влияние отношения давлений $p_2/\bar{p}_0$.

Влияние числа Рейнольдса на потери зависит от режима течения в пограничном слое, шероховатости обтекаемой поверхности лопаток, наличия или отсутствия отрыва и практически обнаруживается только при $Re < (1 \dots 5) \cdot 10^5$.

Таким образом, расчет ступени при переменном режиме работы сводится в основном к определению ее располагаемого теплоперепада $\bar{H}_0$ при изменившемся режиме, по которому затем определяются фиктивная скорость $c_\phi = \sqrt{2\bar{H}_0}$ и отношение скоростей u/c_ϕ , позволяющее с помощью имеющихся графиков оценить потери и лопаточный КПД ступени. В случае необходимости можно внести поправки к полученному КПД на изменение отношения давлений $\epsilon_{ст} = p_2/\bar{p}_0$ и числа Re .

Расчет ступени при изменении расхода пара через турбину. В связи с большой неравномерностью суточного и недельного графиков электриче-

ской нагрузки паровые турбины работают на электростанциях при ежедневно изменяющемся, причем в широких пределах, расходе пара. В часы утреннего и вечернего максимумов электрической нагрузки они работают с максимально возможными расходами пара, в часы же ночных и воскресных провалов — со значительно уменьшенными расходами пара.

Поэтому важно знать, как изменяется экономичность и надежность работы турбины и ее отдельных ступеней при снижении и повышении нагрузки. Сложность задачи состоит в том, что изменение расхода пара приводит к изменению его параметров до и после ступени, которые, в свою очередь, определяют изменение режима ступени.

Решение может быть найдено методом последовательного приближения, причем задача упрощается, если расчет вести не от начальных параметров перед рассматриваемой ступенью, которые неизвестны, а от конечного состояния пара на выходе из турбины.

При расходе пара G , отличающемся от расчетного расхода G_0 , давление отработавшего пара на выходе из турбины можно принять постоянным, равным расчетному, или найти, задавшись зависимостью его от расхода пара.

Как и прежде, при расчетном режиме обозначим: G_0, p_0, v_0 — расход, давление и удельный объем пара перед ступенью; p_1, v_1 — давление и удельный объем пара в зазоре между сопловой и рабочей решетками; p_2, v_2 — давление и удельный объем пара на выходе из каналов рабочей решетки. При измененном режиме эти же величины обозначим соответственно: $G, p_{01}, v_{01}, p_{11}, v_{11}, p_{21}, v_{21}$.

Будем считать заданными параметры пара за последней ступенью турбины p_2 и h_2 , расход пара G и частоту вращения n . Кроме того, должны быть известны или все геометрические характеристики ступени: типы решеток, их размеры, зазоры и др., или полные данные расчетного режима работы ступени и некоторые геометрические характеристики.

Расчет проводим с помощью h, s -диаграммы. Пусть состояние пара на выходе из последней ступени турбины при изменившемся режиме соответствует точке A в h, s -диаграмме (рис. 6.4). Определив потери на трение $\Delta H_{тр}$, от парциальности ΔH_π и оценив предварительно потери с выходной скоростью $\Delta H_{в,с}$, находим в точке B состояние пара на выходе из каналов рабочей решетки.

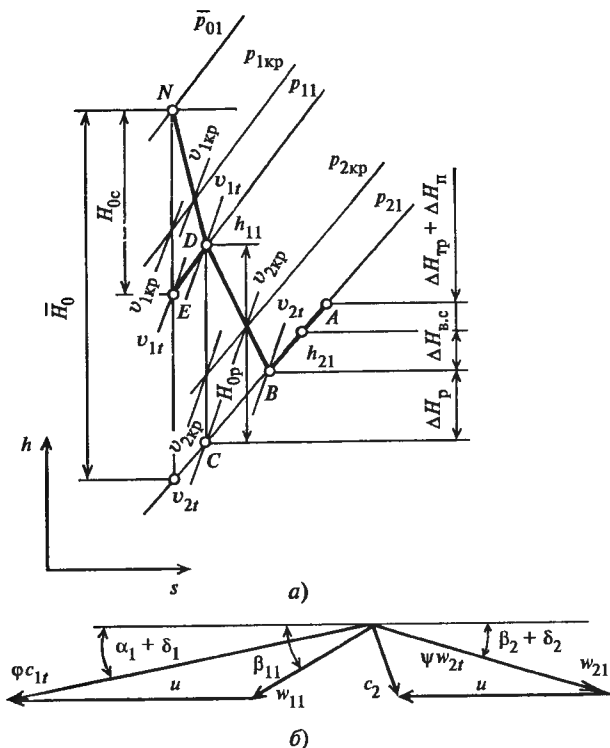


Рис. 6.4. К расчету переменного режима работы ступени от конечного состояния:

a — процесс расширения пара в *h, s*-диаграмме; *b* — треугольники скоростей

При новом режиме течение пара в рабочей решетке может быть докритическим или сверхкритическим. Вначале определим, к какому из этих двух случаев относится рассматриваемый режим. При изменении режима работы турбины состояние пара в ступенях обычно изменяется по линиям, достаточно близким к $h = \text{const}$, а следовательно, и $p v = \text{const}$; таким образом, скорость звука a в сечениях ступени мало меняется при изменении ее режима:

$$a = \sqrt{k p_{21} v_{21}} \approx \text{const},$$

или

$$p_{21} v_{21} = a^2 / k, \quad (6.2)$$

где k — показатель изоэнтропы.

При достижении критического расхода можно записать для выходного сечения рабочей решетки уравнение неразрывности в таком виде:

$$\left(\frac{G}{F_2} \right)_{\text{кр}} = \frac{a}{v_{21}}, \text{ откуда } v_{21} = \frac{a}{(G/F_2)_{\text{кр}}},$$

где F_2 — площадь выходного сечения рабочей решетки.

Подставляя полученное выражение удельного объема в (6.2), находим давление $p_{2\text{кр}}$, которое отвечает критическому истечению при новом расходе пара:

$$p_{2\text{кр}} = \left(\frac{G}{F_2} \right)_{\text{кр}} \frac{a}{k}. \quad (6.3)$$

Если давление на выходе из рабочей решетки p_{21} больше критического $p_{2\text{кр}}$, то в выходном сечении F_2 установится давление p_{21} и течение пара в каналах рабочей решетки будет происходить с дозвуковыми скоростями, причем уравнение неразрывности может быть записано следующим образом:

$$w_{2t} = \frac{G v_{2t}}{\mu_2 F_2} \approx (w_{2t})_0 \frac{G}{G_0} \frac{v_{2t}}{(v_{2t})_0}. \quad (6.4)$$

Если же p_{21} будет меньше, чем $p_{2\text{кр}}$, то новый расход пара может протекать через выходное сечение рабочей решетки F_2 только с критической скоростью при давлении $p_{2\text{кр}}$ в выходном (минимальном) сечении. Понижение давления от $p_{2\text{кр}}$ до p_{21} в этом случае будет происходить в косом срезе рабочей решетки и сопровождаться отклонением потока пара от угла β_2 .

Определив относительную скорость выхода пара из рабочей решетки из выражения $w_{21} = \psi w_{2t}$, где ψ — коэффициент скорости рабочей решетки, взятый из основного расчета ступени, т.е. $\psi = \psi_0$, и угол отклонения потока пара в косом срезе δ , построив треугольник выходных скоростей, найдем абсолютную скорость выхода пара c_{21} , по которой проверяем принятые вначале по оценке потери с выходной скоростью $\Delta H_{\text{в.с}} = c_{21}^2 / 2$.

При большом расхождении $\Delta H_{\text{в.с}}$ с первоначально принятым значением смещаем точку B на h, s -диаграмме по изобаре p_{21} соответственно полученным из расчета потерям с выходной скоростью.

Зная относительную скорость выхода из рабочей решетки w_{21} и предполагая, что отношение относительной скорости входа w_{11} к w_{21} мало меняется при изменении режима, принимаем его равным рас-

четному $w_{11}/w_{21} = w_1/w_2$; находим теплоперепад H_{0p} , срабатываемый в рабочей решетке:

$$H_{0p} = \frac{1}{2} (w_{2t}^2 - w_{1t}^2) = \frac{w_{2t}^2}{2} \left[1 - \left(\frac{w_{1t}}{w_{2t}} \right)^2 \right]. \quad (6.5)$$

Вычисляем потери энергии в рабочей решетке:

$$\Delta H_p = \frac{w_{2t}^2}{2} (1 - \psi^2), \quad (6.6)$$

откладываем значение этих потерь в h, s -диаграмме от точки B (рис. 6.4), определяющей состояние пара на выходе из рабочей решетки. Далее проведем из точки C изоэнтропу до пересечения ее с линией энтальпии $h_{11} = h_{2t} + H_{0p}$. Полученная точка D отвечает состоянию пара на входе в рабочую решетку и представляет одновременно состояние пара на входе в рабочую решетку и на выходе из сопловой решетки.

Зная параметры пара в выходном сечении сопловой решетки, определяем скорость звука и критическое давление так же, как при расчете рабочей решетки:

$$p_{1кр} = \left(\frac{G}{F_1} \right)_{кр} \frac{a_1}{k}. \quad (6.7)$$

Здесь $F_1 = \pi d e l_1 \sin \alpha_{1з}$ — площадь выходного сечения сопловой решетки.

Если давление на выходе из сопловой решетки p_{11} больше критического $p_{1кр}$, то в сечении F_1 устанавливается давление p_{11} и истечение из сопловой решетки происходит с дозвуковой скоростью. Если же p_{11} ниже $p_{1кр}$, то в сечении F_1 возникает критическая скорость при давлении $p_{1кр}$ и понижение давления от $p_{1кр}$ до p_{11} происходит в косом срезе сопловой решетки.

Далее ведется расчет сопловой решетки. Для случая $p_1 > p_{1кр}$ определяем теоретическую скорость выхода пара из сопловой решетки по уравнению неразрывности:

$$c_{1t} = \frac{G v_{1t}}{\mu_1 F_1} \approx (c_{1t})_0 \frac{G}{G_0} \frac{v_{1t}}{(v_{1t})_0}. \quad (6.8)$$

Здесь в первом приближении значение v_{1t} подставляется по состоянию пара не в точке E , а в точке D .

Для случая $p_1 < p_{1кр}$ вначале подсчитываем угол δ отклонения потока в косом срезе сопловой решетки по формуле

$$\frac{\sin(\alpha_1 + \delta_1)}{\sin \alpha_1} = \frac{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{1/(k-1)} \sqrt{\frac{k-1}{k+1}}}{\sqrt{\varepsilon^{2/k} - \varepsilon^{(k+1)/k}}}, \quad (6.9)$$

где $\varepsilon = \varepsilon_{кр} \frac{p_1}{p_{1кр}}$.

Теоретическую скорость выхода пара из сопловой решетки при расширении пара в косом срезе определяем по уравнению расхода для выходного сечения потока:

$$c_{1t} = \frac{G v_{1t}}{\mu_1 F_1 \frac{\sin(\alpha_{1з} + \delta)}{\sin \alpha_{1з}}} = (c_{1t})_0 \frac{G}{G_0} \frac{v_{1t}}{(v_{1t})_0} \frac{\sin \alpha_{1з}}{\sin(\alpha_{1з} + \delta)}. \quad (6.10)$$

Абсолютная скорость выхода пара из сопловой решетки

$$c_{11} = \varphi c_{1t},$$

где коэффициент скорости φ в первом приближении принимаем равным расчетному коэффициенту скорости φ_0 .

Из построения входного треугольника скоростей (рис. 6.4, б) по скорости c_{11} , углу $\alpha_1 + \delta_1$ и окружной скорости u находим относительную скорость входа в рабочую решетку w_{11} и угол входа β_{11} .

Значение w_{11} , полученное из построения входного треугольника, сравниваем с выбранным для вычисления H_{0p} [см. (6.5)] и в случае их несовпадения расчет ступени проводим повторно, начиная с определения H_{0p} . При этом корректируются также значения коэффициента скорости ψ с учетом угла натекания β_{11} и числа M_{2t} , а также удельного объема v_{2t} , который определяется в точке C .

Использованный теплоперепад сопловой решетки определяем так же, как и теплоперепад рабочей решетки.

Расчеты всех ступеней турбины, которые проводят, начиная с последней, показывают, что в стационарной турбине, работающей при постоянной частоте вращения, при изменении расхода пара значительно искажается тепловой процесс только

в последних ступенях. В промежуточных же ступенях скорости сохраняются близкими к расчетным, за исключением случаев с очень уменьшенными расходами пара.

Поскольку скорости в промежуточных ступенях и частота вращения неизменны, отношение u/c_ϕ также неизменно. Поэтому внутренние КПД промежуточных ступеней можно принять постоянными, равными расчетным, что существенно упрощает расчет турбины при переменном режиме работы.

Обычно детальный расчет ступеней от конечного состояния делают на ЭВМ, для чего необходимо иметь кроме рассмотренной методики аналитические или табулированные зависимости коэффициентов скорости от углов входа и чисел М.

Если при построении процесса от конечной ступени к начальной окажется, что произведенный расчет привел к параметрам состояния пара, не совпадающим с начальными (точки a и a_1 , рис. 6.5), то это означает, что конечное состояние пара (точка b) было оценено неправильно.

При дроссельном парораспределении начальное состояние пара перед первой ступенью турбины при измененном режиме (точка a , рис. 6.5) должно остаться на уровне начальной энтальпии h_0 . При сопловом парораспределении оно должно совпасть с состоянием пара на выходе из регулирующей ступени.

В случае несоответствия, которое, например, для турбины с дроссельным парораспределением показано на рис. 6.5 точкой a , следует найти использован-

ный теплоперепад H_i между точками a и b , отложить его значение от уровня начальной энтальпии h_0 вниз и найти в точке b' уточненное значение конечных параметров пара. После этого по новому уточненному состоянию отработавшего пара произвести расчет при измененном режиме во втором приближении, которое обычно дает уже вполне удовлетворительное совпадение начальной точки процесса.

6.2. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ И ТЕПЛОВЫХ ПЕРЕПАДОВ ПО СТУПЕНЯМ ТУРБИНЫ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ РАСХОДЕ ПАРА

Расчет каждой ступени турбины при переменном режиме, начиная с последней и заканчивая первой, связан с большими затратами труда и времени. Поэтому необходима более простая методика отыскания давлений и теплоперепадов по ступеням турбины при режимах, отличающихся от расчетного.

Рассмотрим на примере проточной части турбины произвольной конструкции (см. рис. 4.3), как изменяется давление в ступенях турбины при изменении расхода пара. Допустим, что для расчетного режима известны секундный расход пара G_0 , протекающего через проточную часть, и параметры его в каждой ступени. Известны также размеры сопловых и рабочих решеток каждой ступени.

Будем считать сопловые и рабочие решетки рядом последовательных сопротивлений, расположенных на пути протекания пара.

Давление пара p_{1a} в произвольной промежуточной точке турбины представим в виде суммы:

$$p_{1a} = p_2 + \sum \Delta p, \quad (6.11)$$

где p_2 — давление на выходе из группы ступеней; $\sum \Delta p$ — сумма перепадов давлений в ступенях данной группы. Перепады $\Delta_1 p, \Delta_2 p \dots$ возникают вследствие сопротивления, создаваемого решетками ступеней при произвольном расходе пара.

Если в какой-либо ступени из данной группы скорость пара станет равной или больше критической, давление за этой ступенью не будет влиять на параметры в предыдущих ступенях, а расход пара при неизменной площади проходного сечения будет зависеть в соответствии с (2.27) только от параметров перед решетками предыдущих ступеней и определяться равенством $G = A\sqrt{p/\nu}$. Отношение

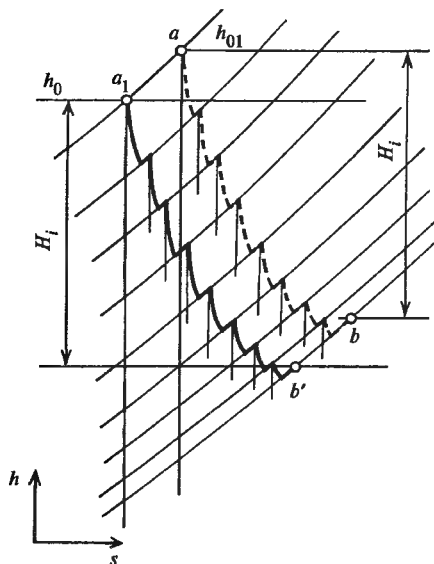


Рис. 6.5. Процесс расширения пара в h, s -диаграмме при расчетном и изменившемся режимах группы ступеней

произвольного расхода пара через группу ступеней к расчетному при этом можно представить в виде

$$\frac{G}{G_0} \approx \frac{p_{01}}{p_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}} \sqrt{\frac{x_{00}}{x_{01}}} = \epsilon_{01} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}} \sqrt{\frac{x_{00}}{x_{01}}} \quad (6.12)$$

Здесь p_{00} , T_{00} , x_{00} — параметры, соответствующие расчетному расходу пара G_0 ; p_{01} , T_{01} , x_{01} — параметры, соответствующие изменившемуся режиму с новым расходом пара G .

Во многих случаях приближенно можно считать, что температура пара в промежуточных ступенях при изменении расхода сохраняется постоянной. Тогда для перегретого пара при $x_{01} = x_{00} = 1$ уравнение (6.12) упрощается:

$$\frac{G}{G_0} = \frac{p_{01}}{p_{00}} = \epsilon_{01} \quad (6.13)$$

Таким образом, до тех пор, пока в ступени сохраняются критические скорости, давление пара во всех предыдущих ступенях изменяется прямо пропорционально расходу.

Для случая, когда ни в одной из ступеней рассматриваемой группы не возникает критической скорости, связь между давлениями и расходом пара в предположении $T_{01} = T_{00} = \text{const}$ можно представить для i -й ступени в следующем виде:

$$\left(\frac{G}{G_0}\right)^2 [(p_{00})_i^2 - (p_{20})_i^2] = (p_{01})_i^2 - (p_{21})_i^2 \quad (6.14)$$

Составив аналогичные равенства для всех ступеней рассматриваемой группы с учетом того, что относительное изменение расхода пара G/G_0 для всех ступеней одинаково, просуммируем левые и правые части этих равенств:

$$\left(\frac{G}{G_0}\right)^2 \sum_1^z [(p_{00})_i^2 - (p_{20})_i^2] = \sum_1^z [(p_{01})_i^2 - (p_{21})_i^2]$$

Поскольку конечное давление i -й ступени равно начальному давлению $(i + 1)$ -й ступени, все промежуточные значения давлений исключаются. В результате для группы ступеней получим

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{\frac{2}{p_{01}} - \frac{2}{p_{z1}}}{\frac{2}{p_{00}} - \frac{2}{p_{z0}}}} = \sqrt{\frac{\epsilon_{01}^2 - \epsilon_{z1}^2}{1 - \epsilon_{z0}^2}} \quad (6.15)$$

где $\epsilon_{01} = p_{01}/p_{00}$ — относительное давление перед группой ступеней; $\epsilon_z = p_z/p_{00}$ — относительное давление за группой ступеней.

Чтобы учесть возможное изменение температуры пара перед группой ступеней, введем соответствующий поправочный коэффициент, равный $\sqrt{T_{00}/T_{01}}$. Тогда для группы ступеней, работающих с докритическими скоростями перегретого пара, получим следующую формулу:

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{\epsilon_{01}^2 - \epsilon_{z1}^2}{1 - \epsilon_{z0}^2}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}} \quad (6.16)$$

Для конденсационной турбины $p_z = p_k$ и вторые члены под радикалом ϵ_{z1}^2 и ϵ_{z0}^2 настолько малы по сравнению с первыми членами, что ими можно пренебречь, тогда

$$\frac{G}{G_0} = \frac{p_{01}}{p_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}} \quad (6.17)$$

Закон изменения расходов пара в соответствии с формулами (6.16) и (6.17) был установлен на основании опытов А. Стодолы, а теоретически обоснован Г. Флюгелем.

Таким образом, если в рассматриваемых пределах изменения расхода пара ступени работают со скоростями, превышающими критическую, расход пара при изменившемся состоянии или один из параметров пара при изменившемся расходе через группу ступеней можно найти по формуле (6.12), а в случае, когда все ступени работают с докритическими скоростями, — по формуле (6.16).

Если давление на выходе из рассматриваемой группы ступеней изменяется пропорционально расходу пара и соблюдается равенство $\epsilon_z = BG$, где B — постоянный коэффициент, то, подставляя в уравнение (6.16) $\epsilon_{z1} = BG_1$ и $\epsilon_{z0} = BG_0$, после преобразований получаем:

$$\frac{\epsilon_{01}}{\epsilon_{00}} = \frac{G_1}{G_0} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}} \quad (6.18)$$

Следовательно, когда давление в какой-либо ступени турбины изменяется пропорционально расходу пара, то и во всех предыдущих ступенях оно также будет изменяться пропорционально расходу пара.

По предложению А.В. Щегляева, зависимость между расходом и параметрами пара перед и за группой ступеней может быть представлена уравнением

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{\epsilon_0^2 - \epsilon_{z1}^2 - \sigma_{гр}(\epsilon_{01} - \epsilon_{z1})^2}{1 - \epsilon_{z0}^2 - \sigma_{гр}(1 - \epsilon_{z0})^2}}, \quad (6.19)$$

$$\text{где } \sigma_{гр} = \frac{(\epsilon_*)_{гр}}{1 - (\epsilon_*)_{гр}}.$$

В выражении для $\sigma_{гр}$ величина $(\epsilon_*)_{гр}$ не равна критическому отношению давлений для сопловой решетки единичной ступени, а представляет собой отношение давления за последней ступенью группы к начальному давлению перед группой ступеней, при котором достигается критическая скорость в последней ступени рассматриваемой группы.

Чем больше число ступеней в рассматриваемой группе, тем меньше $(\epsilon_*)_{гр}$. Значение $(\epsilon_*)_{гр}$ зависит также от степени реактивности ρ . Если ступень активная, то критическая скорость на выходе из сопловой решетки при увеличении реактивности возникает при меньшем значении $(\epsilon_*)_{гр}$. При значительной же степени реактивности ρ сначала может возникнуть критическая скорость в рабочей решетке и увеличение реактивности не приведет к уменьшению $(\epsilon_*)_{гр}$.

Уравнение (6.19) справедливо лишь для $\epsilon_z > (\epsilon_*)_{гр}$. Если же $\epsilon_z \leq (\epsilon_*)_{гр}$, то по (6.12) расход пара будет пропорционален давлению.

При определении зависимости расхода пара от давления в промежуточной ступени в большинстве случаев с достаточной степенью приближения можно пользоваться формулой (6.15). Погрешность при этом будет тем меньше, чем меньше $(\epsilon_*)_{гр}$. Наибольшая погрешность будет иметь место в том случае, когда эта формула будет применяться для единичной ступени.

Зная перераспределение давлений в ступенях турбины при режимах, отличающихся от расчетного, нетрудно найти теплоперепады ступеней при этих режимах. Для этого обозначим через p_I , v_I , T_I давление, удельный объем и абсолютную температуру пара перед ступенью, через p_{II} конечное давление и с использованием уравнения для идеально-

го газа выразим приближенно теплоперепад произвольной ступени следующим образом:

$$H_0 = \frac{k}{k-1} p_I v_I \left[1 - \left(\frac{p_{II}}{p_I} \right)^{(k-1)/k} \right] \approx \approx \frac{k}{k-1} R T_I \left[1 - \left(\frac{p_{II}}{p_I} \right)^{(k-1)/k} \right]. \quad (6.20)$$

В случае, когда рассматриваемая ступень или одна из последующих ступеней турбины работает с критическими скоростями, что характерно для конденсационных турбин, давления изменяются пропорционально относительным расходам пара q : $p_I = q p_{I0}$, $p_{II} = q p_{II0}$, и отношение этих давлений $p_{II}/p_I = p_{II0}/p_{I0}$ не зависит от расхода пара. Следовательно, теплоперепад ступени

$$H_{0I} = \frac{k}{k-1} p_I v_I \left[1 - \left(\frac{p_{II0}}{p_{I0}} \right)^{(k-1)/k} \right] \approx C p_I v_I \quad (6.21)$$

может изменяться лишь в той степени, в какой меняется произведение $p_I v_I$ перед ступенью. Но это произведение, как будет показано ниже, обычно сохраняется постоянным или меняется незначительно. Поэтому теплоперепады промежуточных ступеней, после которых имеются ступени, работающие с критическими скоростями, в частности теплоперепады промежуточных ступеней конденсационных турбин, не зависят от расхода пара. КПД этих ступеней также сохраняются постоянными, поскольку отношение u/c_ϕ в турбине, работающей при всех нагрузках с неизменной частотой вращения, не меняется.

Относительные потери на трение, вентиляцию и перетекание, кроме потерь от влажности, в этих ступенях сохраняются почти неизменными.

Перечисленные условия позволяют выразить внутреннюю мощность, развиваемую ступенью, после которой имеются ступени, работающие с критическими скоростями, следующим образом:

$$N_i = G H_{0I} \eta_{oi} = \text{const} \cdot G, \quad (6.22)$$

т.е. мощность ступени прямо пропорциональна количеству протекающего пара.

Несколько сложнее определить теплоперепад ступени, когда она является одной из группы ступеней, работающих со скоростями, меньшими, чем критические.

В этом случае каждое из давлений p_I, p_{II} может быть выражено по упрощенной формуле (6.15) так:

$$p_I^2 = q^2(p_{0I}^2 - p_{20}^2) + p_{21}^2;$$

$$p_{II}^2 = q^2(p_{II0}^2 - p_{20}^2) + p_{21}^2,$$

а квадраты их отношения — в виде

$$\left(\frac{p_{II}}{p_I}\right)^2 = \frac{q^2(p_{II0}^2 - p_{20}^2) + p_{21}^2}{q^2(p_{I0}^2 - p_{20}^2) + p_{21}^2}. \quad (6.23)$$

При малом давлении p_{20} по сравнению с p_{II0} и p_{I0} , что, например, характерно для первых и отчасти средних ступеней конденсационных турбин, значением p_{20}^2 можно пренебречь по сравнению с p_{II0}^2 , p_{I0}^2 , тогда (6.23) примет вид

$$\left(\frac{p_{II}}{p_I}\right)^2 \approx \frac{q^2 p_{II0}^2 + p_{21}^2}{q^2 p_{I0}^2 + p_{21}^2}. \quad (6.24)$$

Отсюда ясно, что при малых значениях давлений пара за группой ступеней p_{21} изменение конечного давления p_{II} будет влиять на теплоперепад ступени лишь при очень малых расходах пара, причем по мере уменьшения расхода отношение p_{II}/p_I будет возрастать, а теплоперепад рассматриваемой ступени соответственно сокращаться.

Чем ближе давления p_{II0} и p_{I0} к давлению отработавшего пара, которое будем считать постоянным, тем сильнее влияет изменение расхода пара на отношение p_{II}/p_I и тем интенсивнее сокращается теплоперепад ступени при уменьшении расхода пара. Поэтому при изменении расхода пара через группу нерегулируемых ступеней в первую очередь изменяются теплоперепады последних нерегулируемых ступеней. Теплоперепады же первых нерегулируемых и промежуточных ступеней изменяются незначительно. И только при очень большом отклонении расхода пара от расчетного возникает существенное изменение теплоперепадов в промежуточных, а затем и в первых нерегулируемых ступенях.

Другими словами, при снижении нагрузки турбины давление пара во всех ее ступенях, в том числе и перед последней ступенью, снижается. Давление отработавшего пара в конденсационной турбине

не снижается значительно меньше, а в турбине с противодавлением вообще поддерживается постоянным. Из этого следует, что при уменьшении расхода пара перепад давлений, действующий на последнюю ступень турбины, особенно турбины с постоянным противодавлением, сокращается, а это значит, что и теплоперепад ступени при неизменном противодавлении также сокращается, в чем можно убедиться по h, s -диаграмме. Перепад давлений, а следовательно, и теплоперепады в предпоследних ступенях при снижении нагрузки турбины будут сокращаться медленнее, поскольку одновременно с понижением давления перед этими ступенями снижается давление и за ними.

В качестве примера рассмотрим изменение располагаемых теплоперепадов отдельных ступеней пятиступенчатой турбины с противодавлением $p_2/p_0 = 0,118$ при переменном расходе пара. Предположим, что при полном расходе пара теплоперепады всех ступеней равны между собой и что отношение давлений для каждой ступени составляет $p_{II0}/p_{I0} = 0,7$. По мере уменьшения расхода пара наиболее интенсивно снижается теплоперепад последней, пятой, ступени, затем четвертой и так далее (рис. 6.6). Теплоперепад первой ступени начинает резко уменьшаться лишь при расходах пара, меньших 0,4 полного.

Детальные расчеты и опыт показывают, что уравнения (6.16) и (6.17) с достаточной степенью точности характеризуют зависимость давлений в ступенях турбины от расхода как перегретого, так и влажного пара.

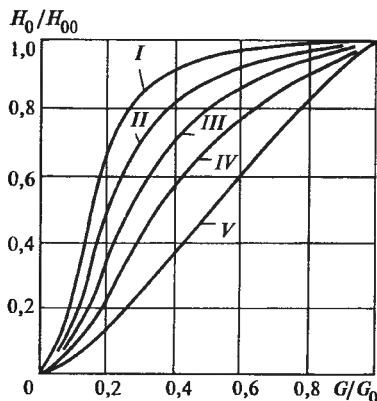


Рис. 6.6. Изменение располагаемых теплоперепадов I—V ступеней в группе при переменном расходе пара

6.3. ТЕПЛОВОЙ ПРОЦЕСС ТУРБИНЫ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ РАСХОДЕ ПАРА И РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБАХ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Характер теплового процесса турбины при переменном режиме зависит от способа парораспределения, т.е. от того, каким образом достигается изменение расхода пара через турбину.

В паровых турбинах применяют три способа парораспределения: *дроссельное*, *сопловое* и *обводное* — с наружным или внутренним обводом.

При дроссельном парораспределении все количество пара, подводимого к турбине, регулируется одним или несколькими одновременно открывающимися клапанами, после которых пар поступает в общую для всех клапанов сопловую группу.

При сопловом парораспределении пар протекает через несколько регулирующих клапанов, каждый из которых подводит пар к своему отдельному сопловому сегменту, причем открытие клапанов производится последовательно.

При обводном *наружном* парораспределении после полного открытия регулирующих клапанов, подводящих пар к сопловой решетке первой ступени, дальнейшее увеличение расхода пара производится через обводный клапан к одной из промежуточных ступеней, в обход нескольких первых ступеней, включая регулирующую.

Иногда в турбинах, рассчитанных на высокое давление и высокую начальную температуру, применяют *внутренний обвод*, при котором пар из камеры регулирующей ступени подается через обводный клапан в обход нескольких первых нерегулируемых ступеней. При открытии внутреннего обвода открывается дополнительная сопловая группа, подводящая пар к регулирующей ступени, благодаря чему давление и температура пара в камере регулирующей ступени сохраняются приблизительно постоянными, несмотря на увеличение расхода пара.

Дроссельное парораспределение. При дроссельном парораспределении все количество пара, поступающего в турбину при сниженных нагрузках, подвергается дросселированию. Состояние пара при этом, как известно, меняется по закону

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2},$$

где h_0 , c_0 — энтальпия и скорость пара перед дроссельным клапаном; h_1 , c_1 — то же за дроссельным клапаном — перед сопловой решеткой первой ступени.

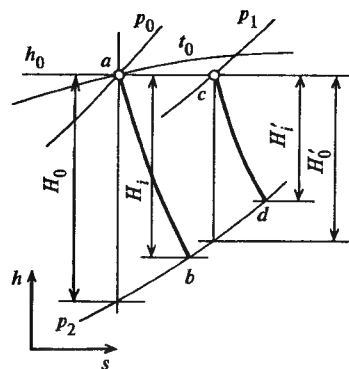


Рис. 6.7. Процесс расширения пара в h, s -диаграмме для турбины с дроссельным парораспределением

Пренебрегая кинетическими энергиями $c_0^2/2$ и $c_1^2/2$, которые обычно невелики, можно считать, что при дроссельном парораспределении энтальпия пара перед сопловой решеткой первой ступени при изменении расхода пара через турбину сохраняется постоянной и равной энтальпии свежего пара.

Рассмотрим процесс работы турбины с дроссельным парораспределением. Предположим, что при расчетном режиме дроссельный клапан открыт полностью и процесс расширения пара в турбине изображается линией ab в h, s -диаграмме (рис. 6.7). При снижении нагрузки дроссельный клапан будет открыт не полностью, поэтому давление пара перед соплами первой ступени понизится с p_0 до p_1 , а энтальпия его h_0 при этом сохранится прежней (точка c). Давление отработавшего пара будем считать постоянным, равным p_2 как при расчетной, так и при сниженной нагрузке.

Располагаемый теплоперепад проточной части турбины при сниженном расходе пара уменьшится с H_0 до H'_0 , и процесс расширения пара изобразится линией cd .

Относительный внутренний КПД турбины при сниженном расходе пара станет меньше, чем при расчетном режиме:

$$\eta_{oi} = H'_i / H_0.$$

Умножая числитель и знаменатель правой части этого выражения на располагаемый теплоперепад H'_0 , взятый по состоянию пара за дроссельным клапаном, получаем

$$\eta_{oi} = \frac{H'_i H'_0}{H'_0 H_0} = \eta'_{oi} \gamma_{др}. \quad (6.25)$$

Таким образом, относительный внутренний КПД турбины с дроссельным парораспределением зависит от двух показателей: от степени совершенства работы проточной части при изменяющемся в результате дросселирования располагаемом теплореперепаде (η'_{oi}) и от коэффициента дросселирования $\gamma_{др}$. Коэффициент дросселирования $\gamma_{др}$ не зависит от качества проточной части турбины и определяется только относительным расходом пара, протекающего через турбину, и его параметрами.

Если при изменении расхода пара ни в одной из ступеней не возникает критической скорости, давление за дроссельным клапаном может быть найдено по уравнению (6.16). В том случае, когда режим остается критическим, что характерно для конденсационной турбины, давление за дроссельным клапаном определяют по (6.12).

Так как при любом расходе пара его энтальпия перед соплами сохраняется постоянной, то и произведение $p_{01} v_{01}$ также остается неизменным. Поэтому входящее в (6.16) отношение T_{01}/T_{00} может быть принято равным единице.

Определив по (6.12) или (6.16) давление p_1 за дроссельным клапаном, нетрудно по h, s -диаграмме найти располагаемые теплореперепады H'_0 при различных расходах пара (рис. 6.7). После этого можно подсчитать коэффициенты дросселирования $\gamma_{др}$ и построить график зависимости их от расходов пара (рис. 6.8). Кривые для различных противодавлений показывают, что по мере увеличения противодавления p_2 снижение коэффициента дросселирования $\gamma_{др}$ происходит все интенсивнее при уменьшении расхода пара. Относительный внутренний КПД турбины, равный $\eta_{oi} = \eta'_{oi} \gamma_{др}$, по мере увеличения

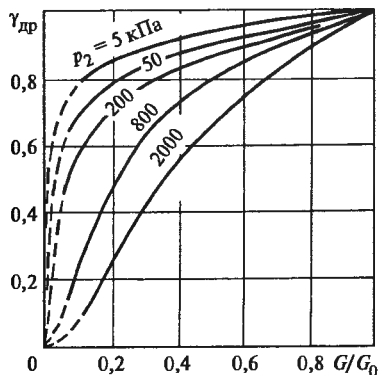


Рис. 6.8. Коэффициенты дросселирования для турбины с начальными параметрами пара $p_0 = 12,7$ МПа, $t_0 = 565$ °С и с различным противодавлением

противодавления при снижении нагрузки будет уменьшаться еще резче, поскольку одновременно с уменьшением коэффициента дросселирования $\gamma_{др}$ будет уменьшаться и η'_{oi} .

Закон изменения η'_{oi} при снижении расхода пара может быть найден путем трудоемкого детального теплового расчета всей проточной части турбины при переменном режиме работы. Однако, учитывая, что изменение расхода пара вызывает наиболее резкие изменения располагаемого теплореперепада, а следовательно, и КПД только последних ступеней, в то время как теплореперепады и КПД первых и промежуточных ступеней в широких пределах изменения расхода практически сохраняются постоянными, можно в первом приближении ограничиться расчетом последней ступени. В этом случае достаточно найти для различных расходов пара давления перед последней ступенью турбины. Затем, определив располагаемый теплорепепад для всех ступеней, кроме последней, и умножив его на постоянный внутренний КПД¹, находят использованный теплорепепад этих ступеней и состояние пара перед последней ступенью. Далее определяют располагаемые теплореперепады для последней ступени и внутренне КПД этой ступени по диаграмме зависимости КПД от располагаемого теплореперепада последней ступени. Эту диаграмму можно заранее построить на основании предварительного расчета, пользуясь указаниями § 6.1. Умножая располагаемые теплореперепады последней ступени на внутренние КПД ее, находят использованные теплореперепады последней ступени при различных расходах пара. Таким образом находят суммарный использованный теплорепепад для всех ступеней (включая последнюю) и КПД проточной части турбины. Погрешность такого расчета зависит от отклонения расхода пара от его расчетного значения. Чем больше отклонение, тем больше погрешность, поскольку при большом отклонении искажение теплореперепадов возникает не только в последней, но и в предшествующих ей ступенях.

Если зависимость КПД проточной части от располагаемого теплореперепада известна на основании испытаний турбин, близких по своей конструкции к рассматриваемой, то расчет турбины при переменном режиме работы существенно упрощается. Относительный внутренний КПД всей турбины в этом случае находят путем умножения коэффи-

¹ В конденсационной турбине при уменьшении расхода пара меняется влажность в последних ступенях, за счет чего меняется и КПД этих ступеней, особенно в турбинах насыщенного пара.

циента дросселирования на соответствующий КПД проточной части, а внутреннюю мощность определяют по формуле

$$N_i = GH_0 \gamma_{др} \eta'_{oi} . \quad (6.26)$$

Электрическую мощность связанного с турбиной генератора находят, вычитая из внутренней мощности механические потери турбины и потери электрического генератора.

Механические потери турбины можно считать не зависящими от нагрузки. Потери же электрического генератора при изменении мощности от 0 до полной возрастают примерно в 2 раза (рис. 6.9) за счет того, что к постоянным механическим потерям и потерям возбужденного генератора при нулевой его нагрузке прибавляются потери в обмотках генератора, изменяющиеся по мере увеличения нагрузки приблизительно по закону параболы.

Рассмотрим пример расчета турбины с дроссельным парораспределением, работающей на переменном режиме. Примем параметры свежего пара $p_0 = 12,7$ МПа, $t_0 = 565$ °С, $h_0 = 3516$ кДж/кг, давление отработавшего пара в выходном патрубке $p_2 = 2,3$ МПа, давление перед последней ступенью при расчетном расходе пара $p_{0z} = 2,9$ МПа. Критическое давление для последней ступени $p_{zкр} = 1,61$ МПа, отношение давлений для всей проточной части $(\epsilon_{кр})_{гр} = \frac{1,61}{12,7} = 0,1265$.

Поскольку противодавление в турбине и отношение $(\epsilon_{кр})_{гр}$ велики, при определении давления за дроссельным клапаном будем пользоваться уточненной формулой (6.19).

Критическое отношение давлений для последней ступени при нулевой степени реактивности составляет 0,546. Следовательно, зависимость относительного расхода пара q от давления перед ступенью нужно находить по (6.19). Из этой зависимости определяют давление перед последней ступенью для каждого расхода пара, по найденному давлению в h, s -диаграмме находят располагае-

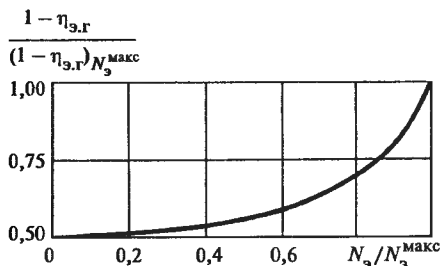


Рис. 6.9. Потери энергии в электрическом генераторе при изменении мощности

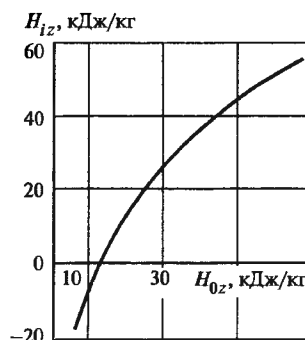


Рис. 6.10. Изменение использованного теплоперепада последней ступени турбины с противодавлением в зависимости от ее располагаемого теплоперепада (к примеру расчета)

мый теплоперепад ступени H_{0z} , по теплоперепаду (при $n = \text{const}$) — отношение u/c_ϕ , экономичность ступени и соответствующий использованный теплоперепад H_{iz} .

Считая, что внутренний КПД ступеней турбины, за исключением последней, сохраняется постоянным, равным 0,82, и имея зависимость использованного теплоперепада H_{iz} от располагаемого теплоперепада последней ступени H_{0z} (рис. 6.10), нетрудно определить внутреннюю мощность турбины при различных расходах пара. Основные результаты расчета приведены в табл. 6.1 и показаны в виде кривых на рис. 6.11.

Для определения потерь от дросселирования представим коэффициент дросселирования в таком виде:

$$\gamma_{др} = \frac{H'_0}{H_0} = 1 - \frac{H_0 - H'_0}{H_0} = 1 - \xi_{др},$$

где $\xi_{др}$ — потери, вызванные дросселированием, т.е. относительное уменьшение располагаемого теплоперепада.

Потери от дросселирования можно выразить через начальные параметры пара $p_0 v_0$ и отношение

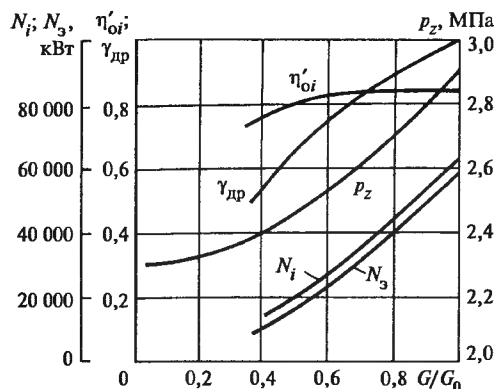


Рис. 6.11. Результаты расчета переменного режима работы турбины с противодавлением и дроссельным парораспределением

Таблица 6.1. Пример расчета переменных режимов работы турбины с противодавлением и дроссельным парораспределением

Показатель	Относительный расход пара через турбину G/G_0						
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Абсолютный расход пара G , кг/с	58,8	73,5	88,2	102,9	117,6	132,3	147,0
Давление за дроссельным клапаном p , МПа	5,30	6,48	7,72	8,98	10,25	11,42	12,70
Располагаемый теплоперепад всей проточной части H'_0 , кДж/кг	275	332	374	420	452	482	506
Коэффициент дросселирования $\gamma_{др}$	0,544	0,656	0,719	0,830	0,893	0,951	1,000
Давление перед последней ступенью p_{0z} , МПа	2,40	2,46	2,52	2,61	2,70	2,79	2,90
Теплоперепад проточной части H''_0 до давления перед последней ступенью, кДж/кг	264	317	352	387	412	430	446
Использованный теплоперепад проточной части без последней ступени H'_i , кДж/кг	215	260	289	317	338	353	366
Располагаемый теплоперепад последней ступени H_{0z} , кДж/кг	11	16	22	33	40	52	60
Использованный теплоперепад последней ступени H_{iz} , кДж/кг	– 5	4	14	28	36	46	52
Использованный теплоперепад всей турбины H'_t , кДж/кг	211	264	303	345	374	399	418
Коэффициент полезного действия проточной части η'_{oi}	0,765	0,793	0,810	0,821	0,827	0,827	0,826
Внутренняя мощность турбины N_i , кВт	12 400	19 400	26 730	35 500	44 000	52 800	61 450
Механические потери ΔN_m , кВт	700	700	700	700	700	700	700
Потери в электрическом генераторе $\Delta N_{э,г}$, кВт	770	800	860	970	1045	1230	1540
Электрическая мощность $N_э$, кВт	10 930	17 900	25 170	33 930	42 255	50 870	59 210

давлений p_2/p_1 , подставив вместо H_0 и H'_0 их следующие выражения:

$$\begin{aligned}
 H_0 &= \frac{k}{k-1} p_0 v_0 [1 - (p_2/p_0)^{(k-1)/k}]; \\
 H'_0 &= \frac{k}{k-1} p_1 v_1 [1 - (p_2/p_1)^{(k-1)/k}] = \\
 &= \frac{k}{k-1} p_0 v_0 [1 - (p_2/p_1)^{(k-1)/k}]; \\
 \xi_{др} &= \frac{(p_2/p_1)^{(k-1)/k} - (p_2/p_0)^{(k-1)/k}}{1 - (p_2/p_0)^{(k-1)/k}} = \\
 &= \frac{(p_0/p_1)^{(k-1)/k} - 1}{(p_0/p_2)^{(k-1)/k} - 1}. \quad (6.27)
 \end{aligned}$$

Если какая-либо ступень турбины при всех режимах работает с критическими скоростями, что характерно, в частности, для конденсационной тур-

бины, отношение давлений p_0/p_1 можно заменить отношением расходов G_0/G_1 , тогда

$$\xi_{др} = \frac{(G_0/G_1)^{(k-1)/k} - 1}{(p_0/p_2)^{(k-1)/k} - 1}. \quad (6.28)$$

Формула (6.28) показывает, что увеличение потерь от дросселирования $\xi_{др}$ при снижении расхода пара через турбину зависит от расчетного отношения давления свежего пара к давлению отработавшего пара p_0/p_2 . Чем меньше это отношение, тем больше потери, вызванные дросселированием (рис. 6.12). Поэтому дроссельное парораспределение для турбин с противодавлением не должно применяться, за исключением вспомогательных турбин небольшой мощности.

Сопловое парораспределение. Впуск пара в турбину при сопловом парораспределении управляется несколькими регулирующими клапанами, открывающимися в определенной последовательности. От каждого клапана пар направляется к самостоятельному сопловому сегменту (рис. 6.13). Бла-

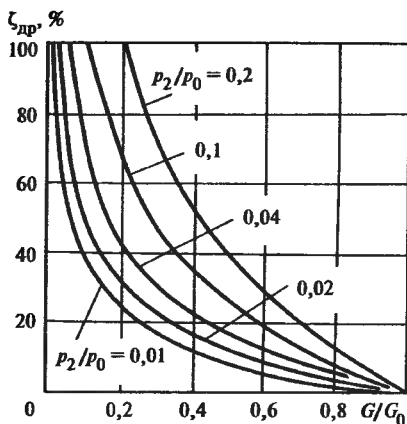


Рис. 6.12. Потери от дросселирования в турбине с дроссельным парораспределением

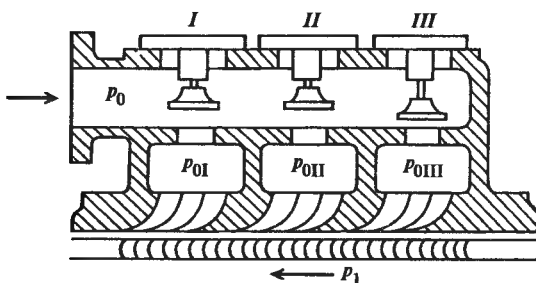


Рис. 6.13. Схема подвода пара к регулирующей ступени турбины с сопловым парораспределением

годаря этому потери от дросселирования при сниженной нагрузке распространяются не на все количество пара, как при дроссельном парораспределении, а только на ту его часть, которая протекает через не полностью открытый клапан. При полном же открытии всех или нескольких (одного, двух и т.д.) регулирующих клапанов и закрытых остальных клапанов потери от дросселирования вообще отсутствуют. Поэтому экономичность турбины с сопловым парораспределением при изменении нагрузки сохраняется более устойчиво, чем экономичность турбины с дроссельным парораспределением. Особенно большое преимущество имеет сопловое парораспределение для турбин с противодавлением, в которых из-за большого значения отношения p_2/p_0 потери от дросселирования весьма заметны.

В стационарных турбинах, работающих на электростанциях, сопловое парораспределение получило наиболее широкое распространение.

При рассмотрении соплового парораспределения надо различать два потока пара. Основной поток, протекающий через полностью открытые регу-

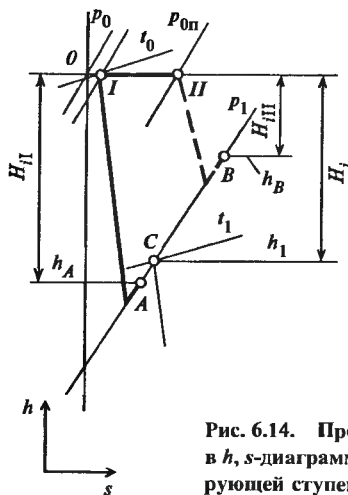


Рис. 6.14. Процесс расширения пара в h, s -диаграмме для потоков в регулирующей ступени

лирующие клапаны, подходит к сопловым сегментам регулирующей ступени почти без дросселирования и имеет начальное давление, близкое к давлению свежего пара p_0 , за вычетом потерь в полностью открытых паровпускных органах.

Второй поток пара проходит через частично открытый клапан и подвергается дросселированию, тем большему, чем меньше открыт этот клапан, так что давление пара p_{0II} перед соплами значительно ниже давления p_0 свежего пара (рис. 6.14). Следовательно, теплоперепад и абсолютная скорость выхода пара из сопловой решетки в первом потоке выше, чем во втором.

В камере регулирующей ступени происходит перемешивание обоих потоков пара. В результате смешения потоков с энтальпией h_A и h_B энтальпия смеси составит h_1 и может быть определена из уравнения смешения:

$$h_1 = \frac{G_A h_A + G_B h_B}{G_A + G_B} = \frac{G_A (h_0 - H_{iI}) + G_B (h_0 - H_{iII})}{G} = h_0 - \left(\frac{G_A}{G} H_{iI} + \frac{G_B}{G} H_{iII} \right), \quad (6.29)$$

где G_A — расход пара через полностью открытые клапаны; G_B — расход пара, подвергающегося дросселированию в частично открытом клапане; G — суммарный расход пара через турбину: $G = G_A + G_B$.

Распределение давлений пара и теплоперепадов в турбине с сопловым парораспределением при изменении нагрузки должно рассматриваться отдель-

но для потоков G_A и G_B в пределах регулирующей ступени и отдельно для потока G всех остальных нерегулируемых ступеней.

В нерегулируемых ступенях распределение давлений и теплоперепадов находят по тем же формулам (6.12), (6.16), (6.19), что и в турбинах с дроссельным парораспределением. Однако допущение о постоянстве абсолютных температур пара в ступенях, достаточно справедливое при изменении расхода пара в турбине с дроссельным парораспределением, менее точно в турбине с сопловым парораспределением, поскольку в этом случае при снижении расхода снижается энтальпия пара в первых промежуточных ступенях, а следовательно, снижается и температура.

Чтобы учесть это снижение температуры, необходимо после того, как будет найден закон изменения давлений в камере регулирующей ступени p_{11} в зависимости от изменения расхода пара через турбину при постоянной температуре по формуле (6.12) или (6.16), найти распределение потоков пара между отдельными сопловыми группами и закон изменения давлений пара за регулируемыми клапанами.

Допустим, что расчетный расход пара через турбину G_0 обеспечивается тремя полностью открытыми клапанами при расчетном давлении в камере регулирующей ступени p_{10} .

Расчетные расходы пара через каждую группу сопел регулирующей ступени при расчетном расходе G_0 через турбину определяют из выражений:

$$G_{I0} = \frac{z_1}{\sum z} G_0; \quad G_{II0} = \frac{z_2}{\sum z} G_0; \quad G_{III0} = \frac{z_3}{\sum z} G_0,$$

где G_{I0} , G_{II0} , G_{III0} — расчетные расходы пара соответственно через первую, вторую и третью группы сопел; z_1 , z_2 , z_3 — число сопловых каналов соответственно в первой, второй и третьей группах сопел; $\sum z$ — суммарное число сопловых каналов в регулирующей ступени.

По расчетному отношению давлений $\epsilon_{10} = p_{10}/p_0$, пользуясь верхней кривой ($\epsilon_0 = 1,0$) сетки расходов (см. рис. 2.40), находят q_0 и далее критические расходы пара через каждую группу сопел при давлении пара перед соплами, равном p_0 :

$$G_{Iкр} = G_{I0} \frac{1}{q_0}; \quad G_{IIкр} = G_{II0} \frac{1}{q_0}; \quad G_{IIIкр} = G_{III0} \frac{1}{q_0}.$$

Расходы пара, протекающего через полностью открытые регулирующие клапаны, при произвольном расходе пара через турбину находят с помощью сетки расходов или формулы (2.98):

$$G_I = G_{Iкр} q; \quad G_{II} = G_{IIкр} q; \quad G_{III} = G_{IIIкр} q,$$

где q — относительный расход через сопла регулирующей ступени при относительном давлении за соплами $\epsilon_1 = p_{11}/p_0$ и относительном давлении перед соплами $\epsilon_0 = 1,0$.

Количество пара, протекающего через частично открытый регулирующий клапан, равно разности полного расхода пара, поступающего в турбину, и суммы его расходов через полностью открытые клапаны:

$$G_n = G - (G_I + G_{II} + \dots + G_{n-1}) = G - \sum_{i=1}^{n-1} G_i.$$

Произведя такой расчет при различных расходах пара через турбину, можно построить диаграмму распределения потока пара между отдельными группами сопел (рис. 6.15, а). На этой диаграмме, построенной для конденсационной турбины, как по оси абсцисс, так и по оси ординат нанесены в одном и том же масштабе относительные расходы пара G/G_0 . Относительный расход пара, отложенный по оси ординат, состоит из суммы относительных расходов через отдельные регулирующие клапаны $G_I/G_0 + G_{II}/G_0 + G_{III}/G_0 + G_{IV}/G_0$. Всего в рассматриваемой турбине таких клапанов четыре, из них четвертый является перегрузочным.

По известному расходу пара G_n через группу сопел, питаемую частично через открытый клапан, и отношению этого расхода к предельному критическому расходу через рассматриваемую группу сопел $G_n/G_{nкр}$, пользуясь сеткой расходов или формулой (2.98), находят давление пара перед соплами этой группы, необходимое для того, чтобы обеспечить заданный относительный расход пара через нее при известном давлении в камере регулирующей ступени.

Найденный таким образом закон изменения давлений пара за регулируемыми клапанами в зависимости от расхода пара через турбину (рис. 6.15, б) позволяет сделать вывод, что при изменении нагрузки турбины с сопловым парораспределением располагаемый теплоперепад ее регулирующей ступени изменяется в широких пределах. Наибольший теплоперепад возникает при полном открытии первого клапана, когда закрыты остальные клапаны. В этом случае отношение давлений пара перед со-

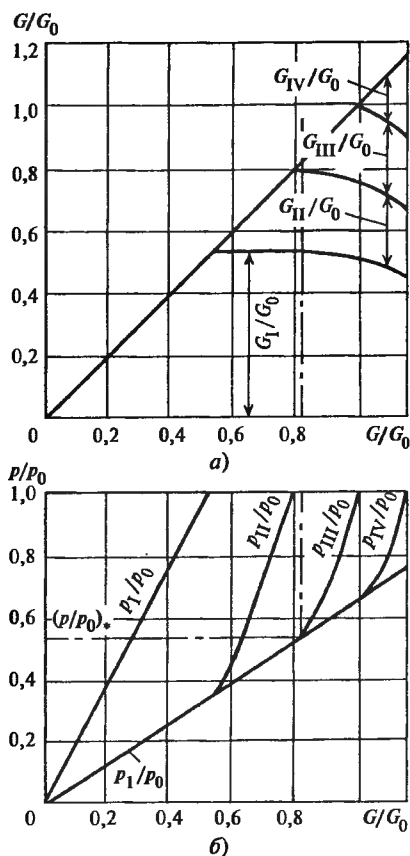


Рис. 6.15. Распределение потока пара между группами сопел G/G_0 (а) и давлений p/p_0 (б) за регулирующими клапанами в турбине с сопловым парораспределением

пловой решеткой, питаемой через первый клапан, p_1/p_0 достигает расчетного максимального значения ($p_1/p_0 = 1$), а относительное давление в камере регулирующей ступени p_1/p_0 значительно ниже расчетного, поскольку оно изменяется пропорционально расходу пара через турбину.

Режим работы турбины при полностью открытом первом регулирующем клапане, когда все остальные клапаны закрыты, по условиям прочности является наиболее тяжелым для сопловых и особенно для рабочих лопаток регулирующей ступени, поскольку, во-первых, изгибающие напряжения в рабочей решетке при этом режиме максимальны и, во-вторых, эти напряжения действуют не непрерывно, а периодически, во время прохождения рабочих лопаток возле открытой сопловой решетки первого клапана, т.е. повторяются через каждый оборот ротора, что вызывает опасные колебания лопаток, нередко приводящие к усталостным поломкам.

Напряжения в сопловых лопатках регулирующей ступени при режиме с полностью открытым первым клапаном также будут максимальными, поскольку перепад давлений на них $p_{0п} - p_1$ в этом случае достигает наибольшего значения.

Представленная на рис. 6.15 диаграмма наглядно показывает, что расходы пара через полностью открытые регулирующие клапаны сохраняются постоянными только до тех пор, пока отношение давления в камере регулирующей ступени к давлению свежего пара меньше критического, т.е. пока $p_1/p_0 < \epsilon_{кр} = 0,546$. При отношении же этих давлений, большем критического, расходы пара через полностью открытые клапаны по мере увеличения нагрузки и соответствующего повышения давления в камере регулирующей ступени уменьшаются согласно сетке относительных расходов.

После построения диаграммы соплового парораспределения (рис. 6.15) можно найти мощность, развиваемую регулирующей ступенью, и мощность всех последующих ступеней при переменном расходе пара через турбину.

Для определения мощности регулирующей ступени необходимо предварительно найти зависимость использованных теплоперепадов этой ступени от ее располагаемого теплоперепада. Для стационарной турбины, работающей с постоянной частотой вращения, отношение u/c_ϕ , а также другие факторы, которые могут повлиять на относительный лопаточный КПД регулирующей ступени при постоянной энтальпии пара, подводимого к соплам этой ступени, целиком зависят от отношения давлений $p_1/p_{0п}$, с которым работает ступень.

Действительно, поскольку теплоперепад потока пара, протекающего через любую группу сопел регулирующей ступени, может быть выражен в виде

$$H_0 = \frac{k}{k-1} p_{0п} v_{0п} [1 - (p_1/p_{0п})^{(k-1)/k}],$$

а произведение $p_{0п} v_{0п}$ не меняется при постоянной энтальпии, то этот теплоперепад для любой группы сопел зависит только от отношения давлений $p_1/p_{0п}$.

Следовательно, скорость $c_\phi = \sqrt{2H_0}$ также целиком определяется отношением $p_1/p_{0п}$ и при неизменной частоте вращения отношение u/c_ϕ будет зависеть только от отношения $p_1/p_{0п}$. Дополнительные потери в ступени, т.е. $\xi_{тр} + \xi_\pi$, также можно принять зависящими только от $p_1/p_{0п}$. В ре-

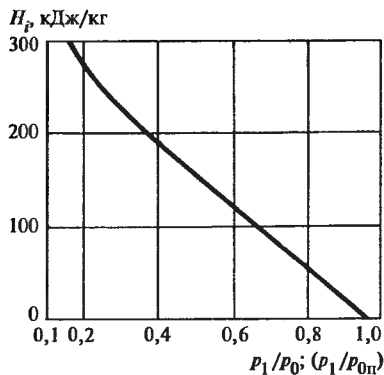


Рис. 6.16. Зависимость использованного теплоперепада регулирующей ступени от отношения давлений

зультате такого предварительного расчета находят зависимость использованного теплоперепада ступени от отношения $p_1/p_{0п}$ (рис. 6.16).

Далее определяют использованный теплоперепад регулирующей ступени. Пусть при произвольной нагрузке турбины расходы пара составляют: через полностью открытые сопловые решетки G_A , через сопловую группу, питаемую через частично открытый клапан, G_B , а суммарный расход через турбину $G = G_A + G_B$. Допустим, что давления пара при этом равны: перед сопловыми решетками, регулирующие клапаны которых открыты полностью, p_0 , перед сопловой решеткой, регулирующий клапан которой открыт частично, $p_{0п}$ и в камере регулирующей ступени p_1 .

Подсчитав по этим данным отношения давлений p_1/p_0 и $p_1/p_{0п}$ и воспользовавшись графиком зависимости $H_i = f[p_1/p_0; (p_1/p_{0п})]$ (рис. 6.16), находим использованные теплоперепады H_{i1} и H_{i2} для обоих потоков пара (G_A и G_B), протекающих через регулируемую ступень.

Теплоперепад, использованный в регулирующей ступени, находим по формуле (6.29), которую в данном случае можно представить в таком виде:

$$H_i = h_0 - h_1 = \frac{G_A}{G} H_{i1} + \frac{G_B}{G} H_{i2}.$$

Средневзвешенная энтальпия в камере регулирующей ступени будет равна разности энтальпии свежего пара и теплоперепада:

$$h_1 = h_0 - H_i.$$

По найденной энтальпии h_1 и давлению p_1 наносим на h, s -диаграмме точку C , отвечающую со-

стоянию пара в камере регулирующей ступени. Одновременно определяем и температуру пара (см. рис. 6.14). При определении давления в камере регулирующей ступени по формулам (6.16), (6.17) отношение абсолютных температур принимаем равным единице, поэтому сопоставим температуру, найденную по h, s -диаграмме, с первоначально принятой. Если окажется, что она заметно отличается от принятой, и потребуются большая точность, то можно произвести расчет во втором приближении, приняв в этих формулах ту температуру, которая найдена по h, s -диаграмме.

Однако другие предположения, на которых основываются расчеты, в частности определение КПД ступени при ее переменном режиме работы, не настолько точны, чтобы учет влияния начальной температуры мог сыграть существенную роль. Поэтому в большинстве случаев расчет во втором приближении не производят.

Параметры пара p_1, h_1 на выходе из регулирующей ступени являются теми же, что и на входе в нерегулируемые ступени турбины. Следовательно, от них зависит конечная точка процесса расширения пара в турбине. В качестве примера на рис. 6.17 показано положение точки, соответствующей параметрам на выходе из регулирующей ступени при различных нагрузках конденсационной турбины с четырьмя регулируемыми клапанами. Как видно из этого рисунка, наибольший использованный теплоперепад в регулирующей ступени имеет место при полностью открытом первом клапане, а наи-

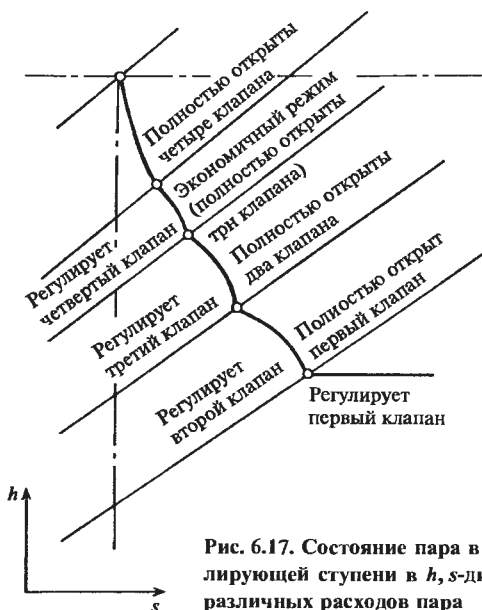


Рис. 6.17. Состояние пара в камере регулирующей ступени в h, s -диаграмме для различных расходов пара

меньший — при полностью открытых всех (четырех) клапанах.

Поскольку отношение расхода пара к степени парциальности G/e для режима работы с первым открытым клапаном является также наивысшим, упоминавшиеся ранее изгибающие напряжения в рабочих лопатках регулирующей ступени, пропорциональные G/e и H_i , при этом режиме будут максимальными.

Обводное (байпасное) парораспределение. Обводное парораспределение чаще всего применяют вместе с дроссельным. Однако в ряде случаев оно сочетается и с сопловым парораспределением, в частности для обеспечения перегрузки турбины сверх экономической мощности.

Принципиальная схема турбины с обводным парораспределением показана на рис. 6.18. Все ступени турбины выполнены с полным подводом пара ($e = 1$).

К первой ступени пар подводится через клапан 1, который работает как дроссельный до тех пор, пока давление перед соплами первой ступени не станет равным давлению свежего пара. Как только давление перед первой ступенью станет близким к давлению свежего пара, начинает открываться обводный клапан 2, через который часть пара, обходя первую группу ступеней, направляется непосредственно к третьей ступени.

Проходные сечения третьей ступени больше, чем первой ступени. Поэтому открытие второго клапана позволяет пропустить через турбину увеличенное количество пара и тем самым достигнуть повышения его мощности.

Найдем распределение потоков пара в турбине с обводным парораспределением при изменении нагрузки применительно к схеме, приведенной на рис. 6.18.

Давление p_x в перегрузочной камере определяется по формулам (6.16) и (6.17). Если давление перед первой ступенью достигнет давления свежего пара при каком-то относительном расходе пара через турбину $G_1^{\text{макс}}/G_0$, при котором $p_x = p_{x0}$, то,

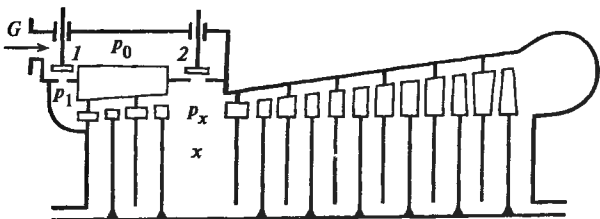


Рис. 6.18. Схема турбины с обводным парораспределением

как было сказано выше, дальнейшее увеличение расхода будет обеспечиваться открытием второго клапана. По мере открытия второго клапана давление p_x в перегрузочной камере будет повышаться, что вызовет сокращение расхода пара G_1 через первый регулирующий клапан. Долю расхода пара, протекающего через первую группу ступеней, при этом можно найти, применяя к этой группе уравнение

$$\frac{G_1}{G_1^{\text{макс}}} = \sqrt{\frac{p_0^2 - p_x^2}{p_0^2 - p_{0x}^2}}. \quad (6.30)$$

Из диаграммы обводного парораспределения (рис. 6.19) видно, что расход пара через первую группу ступеней достигает своего максимума $G_1^{\text{макс}}$ при $p_1/p_0 = 1$, т.е. когда давление p_1 перед первой ступенью турбины равно давлению p_0 свежего пара.

По мере открытия второго клапана расход пара G_x через него растет, но при этом повышается давление p_x в перегрузочной камере и соответственно уменьшается расход пара G_1 через первую группу ступеней. Дуга эллипса ab , разделяющая суммарный пропуск пара на два потока (рис. 6.19), нанесена на диаграмму путем расчета относительного расхода пара G_1/G_0 через первую группу ступеней по формуле (6.30) при различных суммарных пропусках пара через турбину.

При расчете и эксплуатации обводного парораспределения необходимо строго следить за тем, чтобы расход пара через первую группу ступеней при всех режимах, даже при полностью открытом обводном клапане 2, был достаточен для отведения тепло-

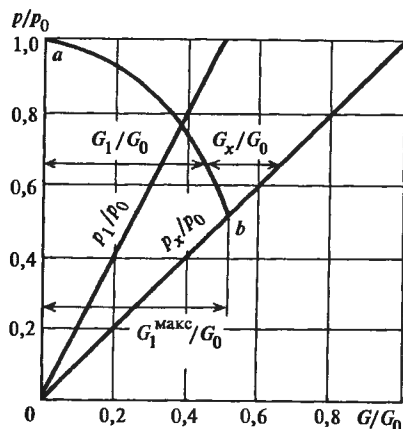


Рис. 6.19. Распределение расходов пара при обводном парораспределении конденсационной турбины

ты, выделяемой в результате потерь на трение и вентиляцию в ступенях этой группы. При недостаточном отводе теплоты температура пара в проточной части первой группы ступеней может подняться выше температуры свежего пара и вызвать опасное понижение прочности металла первых ступеней.

Внутреннюю мощность турбины с обводным парораспределением при различных расходах пара через турбину определяют следующим образом. Вначале производят предварительный расчет первой группы ступеней при переменном расходе пара, позволяющий найти зависимость ее располагаемого и использованного теплоперепада от отношения давления p_x за рассматриваемой группой к давлению свежего пара p_0 .

Состояние пара в камере x после смешения двух потоков, один из которых (G_1) прошел через первую группу ступеней и имеет энтальпию h_1 , а другой (G_x) — через обводный клапан с энтальпией h_0 , определяется из уравнения смешения:

$$h_{см} = \frac{G_1 h_1 + G_x h_0}{G_1 + G_x}. \quad (6.31)$$

Расчет последующих ступеней, расположенных между камерой смешения x и конденсатором, производится точно так же, как и для турбины с дроссельным парораспределением. Коэффициент полезного действия промежуточных ступеней в широких пределах изменения расхода пара для ориентировочных расчетов можно считать постоянным. Наиболее резкие искажения теплоперепадов, а следовательно, и КПД при изменении расхода пара через турбину, как и ранее, имеют место в последних ступенях турбины.

Чем отдаленнее от первой ступени производится выпуск обводного пара, тем больше снижение экономичности от дросселирования пара, но тем большая может быть достигнута добавочная (перегрузочная) мощность.

Для того чтобы уменьшить потери, вызванные дросселированием обводного пара, иногда применяют двухкратное и даже трехкратное обводное регулирование, т.е. предусматривают перепуск свежего пара в две или три камеры в проточной части турбины.

Изменение относительного внутреннего КПД в зависимости от относительного расхода пара для турбины с однократным и двухкратным обводным регулированием показано на рис. 6.20. При одно-

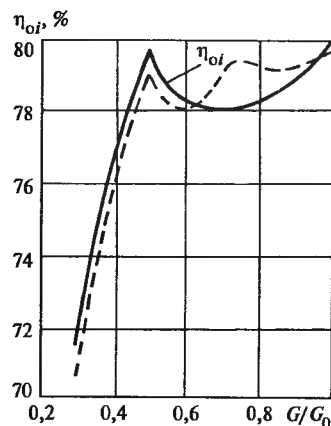


Рис. 6.20. Относительный внутренний КПД турбины с обводным регулированием в зависимости от относительного расхода пара:

————— — однократный обвод; — — — — — двукратный обвод

кратном обводе перегрузка турбины начинается с $G/G_0 = 0,5$ и сразу же вызывает интенсивное снижение КПД из-за потерь от дросселирования пара в обводном клапане, которое при $G/G_0 = 0,7$ достигает $\Delta \eta_{oi}/\eta_{oi} = 1,85 \%$.

При двукратном обводе после того, как полностью открылся второй клапан и потери на дросселирование в нем исчезли, открывается третий клапан при $G/G_0 = 0,7$. Благодаря этому при $G/G_0 = 0,7$ КПД достигает уровня, имевшего место перед началом открытия второго клапана.

Обводное парораспределение такого вида, как показано на рис. 6.18, нерационально применять в турбинах, рассчитанных на высокую начальную температуру пара. При подводе свежего пара в промежуточную ступень такой турбины группа первых ступеней, а также корпус турбины подвергаются воздействию высокой температуры свежего пара, что приводит к необходимости выполнять корпус турбины из высоколегированной стали и резко повышает стоимость ее изготовления. В турбинах с обводным регулированием, рассчитанных на высокую начальную температуру пара, вместо наружного применяют внутренний обвод пара, осуществляемый обычно из камеры регулирующей ступени в одну из промежуточных ступеней (рис. 6.21). При этом после достижения экономической нагрузки и допустимых параметров пара в камере регулирующей ступени дальнейшее нагружение турбины производится одновременным открытием обводного клапана и регулирующего клапана, от степени открытия

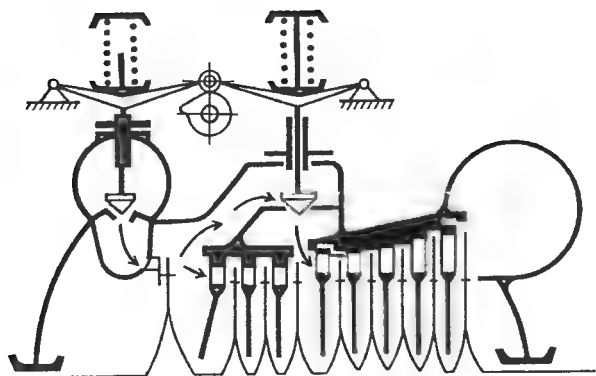


Рис. 6.21. Схема парораспределения с внутренним обводом

которого зависит расход пара через дополнительный сопловой сегмент регулирующей ступени.

Перемещения обводного клапана и клапана подвода свежего пара к дополнительной сопловой группе выбирают так, чтобы при повышении нагрузки сверх экономичной давление в камере регулирующей ступени сохранялось приблизительно постоянным, а температура не превышала допустимого уровня. Такой вид обвода применяют иногда для обеспечения номинальной нагрузки турбины при снижении начального давления пара.

Характер изменения давления пара за регулирующими клапанами и в ступенях турбины, а также расходов пара через регулирующие и обводный клапаны при переменной нагрузке турбины с сопловым и внутренним обводным регулированием показан на рис. 6.22.

При изменении нагрузки от 0 до $0,8G_0$ работает обычное сопловое парораспределение с тремя сопловыми группами, которые открываются последовательно одна за другой. Отношение давлений пара p_1/p_0 в камере регулирующей ступени при этом изменяется пропорционально отношению расхода пара.

При дальнейшем повышении нагрузки от $0,8G_0$ до полной одновременно открывается клапан дополнительной сопловой группы и клапан внутреннего обвода. При этом давление в камере регулирующей ступени и расходы пара через полностью открытые первые три клапана сохраняются неизменными. Давление же за четвертым клапаном p_{0IV}/p_0 и расход пара через него G_{IV}/G_0 соответственно возрастают.

Поскольку давление в камере перегрузки p_x по мере открытия внутреннего обвода повышается, а

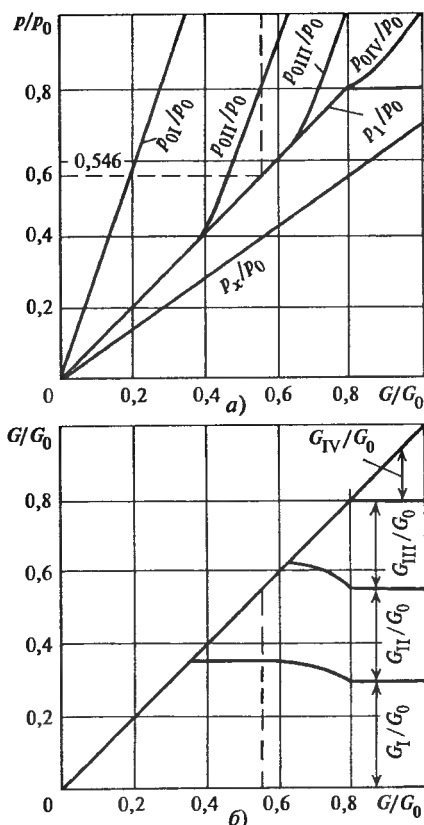


Рис. 6.22. Изменение давлений (а) и расходов (б) пара в турбине с сопловым и внутренним обводным парораспределением

давление в камере регулирующей ступени p_1 остается неизменным, расход пара через первую группу ступеней турбины согласно (6.16), (6.17) будет уменьшаться.

Если расход через первые три полностью открытые регулирующие клапаны сохраняется прежним, то расход через обводный (пятый) клапан будет больше, чем через дополнительный регулирующий (четвертый) клапан, на столько, на сколько уменьшается расход пара через первую группу ступеней.

6.4. ВЫБОР СИСТЕМЫ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

При выборе системы парораспределения надо исходить из назначения турбины. Если турбина предназначена для покрытия базовой нагрузки электрической сети, ее следует проектировать с как можно более высоким КПД. Такая турбина в процессе эксплуатации должна работать по возможности с постоянной номинальной нагрузкой и может быть выполнена с небольшим числом регулирую-

слипении клапанов при сопловом парораспределении или даже с чисто дроссельным парораспределением.

Однако в настоящее время нагрузка энергосистем очень сильно меняется. В выходные дни и в часы ночных провалов на многих электростанциях она снижается более чем на 50 %. При этом какая-то сравнительно небольшая часть турбин останавливается, остальные же работают с нагрузками в диапазоне от 50 %-ной до полной, а в часы пик — до максимально возможной. Поэтому большинство паротурбинных установок, включая блоки мощностью 500 и даже 800 МВт, необходимо проектировать для работы не только при полной, но и при значительно (до 50 %) сниженной нагрузке. При этих условиях наиболее рациональной является система соплового парораспределения, при которой снижение нагрузки турбины сопровождается значительно меньшим ухудшением экономичности, чем при дроссельном парораспределении.

Однако кроме экономичности следует учитывать также и условия надежности работы турбины. В турбинах с сопловым парораспределением, как указывалось в § 6.3, в лопатках регулирующей ступени возможно возникновение значительных динамических напряжений изгиба из-за парциального подвода пара. Чем больше мощность турбины и выше удельный объем свежего пара, тем больше изгибающий момент, вызывающий напряжение изгиба в лопатках.

Немаловажным является и то обстоятельство, что изменение нагрузки турбины при сопловом парораспределении приводит к значительно большим колебаниям температуры пара в промежуточных ступенях, а следовательно, и температуры корпуса турбины, чем при дроссельном парораспределении. Это обстоятельство особенно важно для турбин, предназначенных для работы в регулировочном режиме, с ежедневными глубокими снижениями и быстрыми восстановлениями нагрузки, с остановками и пусками. Большие и резкие изменения температуры корпуса турбины при этих режимах вызывают градиенты температур и термические напряжения в стенках корпуса, снижающие маневренность и надежность турбины. В связи с перечисленными факторами турбины очень больших мощностей, особенно если они работают на насыщенном паре, например на АЭС, обычно выполняют с дроссельным парораспределением.

В случае применения соплового парораспределения важно выбрать оптимальный располагаемый теплоперепад регулирующей ступени при расчетном режиме и оптимальное число сопловых коробок.

Поскольку КПД регулирующей ступени, выполненной с парциальным подводом пара и без использования выходной скорости, при номинальной нагрузке ниже, чем КПД последующих первых ступеней, КПД турбины в целом при расчетной нагрузке тем больше, чем меньше расчетный теплоперепад регулирующей ступени.

В то же время увеличение располагаемого теплоперепада регулирующей ступени $H_0^{p.ст}$ снижает давление p_1 в ее камере и тем самым сокращает утечку пара (G_y) через переднее концевое уплотнение турбины. Для турбин малой мощности, особенно при высоком начальном давлении, эта утечка составляет несколько процентов общего расхода пара и может заметно повлиять на экономичность турбоагрегата.

При режимах работы турбины с пониженными нагрузками давление в камере регулирующей ступени снизится пропорционально расходу пара, а располагаемый теплоперепад ступени соответственно возрастет. Относительный рост теплоперепада тем больше, чем меньше его расчетное значение $H_{00}^{p.ст}$. Увеличение теплоперепада вызовет рост скорости c_ϕ и нарушение расчетного отношения u/c_ϕ , причем уменьшение u/c_ϕ и соответствующее ему снижение КПД регулирующей ступени будут тем сильнее, чем меньше был выбран расчетный теплоперепад этой ступени (рис. 6.23, а).

Как видно из h, s -диаграммы (рис. 6.23, б), чем меньше расчетный теплоперепад, тем больше от-

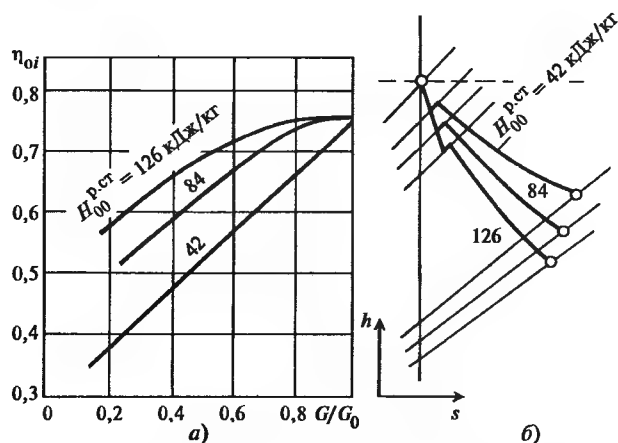


Рис. 6.23. Влияние располагаемого теплоперепада регулирующей ступени на работу турбины при переменном режиме:

а — КПД ступени; б — конец процесса расширения пара в h, s -диаграмме (от номинальной нагрузки до режима одного полностью открытого клапана)

клонение точки конца процесса расширения пара вправо из-за снижения КПД. Следовательно, при очень малых значениях $H_{00}^{p,ст}$ сдвиг вправо точки конца процесса будет приближаться к линии $h_0 = \text{const}$, т.е. в этом случае сопловое парораспределение уже почти не отличается от дроссельного.

Таким образом, преимущества соплового парораспределения проявляются при большом расчетном теплоперепаде регулирующей ступени в режиме переменной нагрузки турбины. Вместе с тем увеличение $H_{00}^{p,ст}$ приводит к снижению экономичности турбины при ее полной нагрузке.

Отсюда следует, что для турбин, работающих длительное время с полной нагрузкой, предпочтительнее выбирать меньший теплоперепад регулирующей ступени, а для турбин, работающих с резко переменной нагрузкой, — больший теплоперепад.

Задача о выборе числа сопловых сегментов при сопловом парораспределении и о влиянии числа регулирующих клапанов на экономичность турбин при сниженной нагрузке обычно решается исходя из графика их нагрузки. На рис. 6.24 представлены кривые изменения мощности в зависимости от расхода пара через турбину для чисто дроссельного парораспределения (кривая bc) и для идеального соплового парораспределения с бесконечно большим числом сопловых групп (кривая ba). При полной нагрузке ($G/G_0 = 1$) мощность обеих турбин условно принята одинаковой ($N/N_0 = 1$), хотя при дрос-

сельном регулировании мощность может быть выше при больших расчетных расходах пара. При уменьшении расхода пара мощность турбины с дроссельным парораспределением снижается больше, чем мощность турбины с идеальным сопловым парораспределением. Разность мощностей турбин объясняется потерями, вызванными дросселированием пара в паровпускном клапане турбины с дроссельным регулированием, и определяется разностью ординат обеих кривых.

Для того чтобы оценить влияние числа сопловых сегментов на экономичность турбины при переменном расходе пара, разделим сопловую решетку первой ступени вначале на две равные группы с одинаковым числом сопловых каналов и снабдим каждую группу своим регулирующим клапаном. Тогда при одном полностью открытом клапане экономичность турбины совпадет в точке e с экономичностью турбины, имевшей идеальное сопловое парораспределение, а изменение мощности изобразится линией bed . Выигрыш мощности при двух сопловых группах по сравнению с дроссельным регулированием представится площадью фигуры, горизонтально заштрихованной. Теперь разделим каждую из двух групп еще на две группы. При четырех группах сопел изменение мощности изобразится линией $bhegf$ и выигрыш мощности по сравнению с двумя группами сопел уже будет значительно меньшим, хотя и ощутимым, представляемым площадью фигуры, заштрихованной вертикально.

Переход от четырех к большему числу сопловых групп дает совсем небольшую дополнительную мощность, но усложняет конструкцию турбины. Поэтому, как правило, при сопловом парораспределении применяют четыре сопловые группы и очень редко шесть — восемь сопловых групп.

Способ соединения сопловых каналов в отдельные регулировочные группы выбирается в зависимости от того, в каких пределах будет изменяться нагрузка проектируемой турбины в процессе эксплуатации и при каких мощностях она будет работать наиболее продолжительное время. Например, известно, что турбина основное время будет работать с нагрузками от 0,4 до 0,8 максимальной мощности и кратковременно — с нагрузками меньше 0,4 и больше 0,8 максимальной мощности. При этом условии целесообразно, чтобы мощность до 0,4 максимальной могла быть достигнута при работе одного регулирующего клапана, а дальнейшее увеличение расхода пара для достижения мощности до 0,8 максимальной осуществлялось путем последующего открытия вначале второго, затем третьего и четвертого регулирующих клапанов. Учитывая

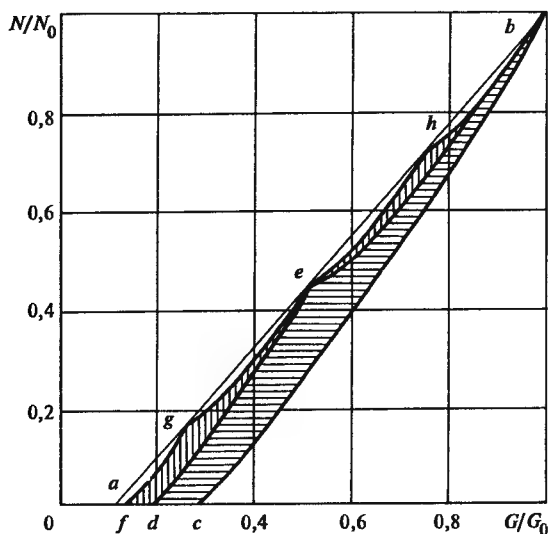


Рис. 6.24. Изменение мощности турбины в зависимости от изменения расхода пара при различных системах парораспределения

кратковременность работы при максимальной мощности, для достижения ее можно применить обводный перегрузочный клапан.

При выборе порядка открытия регулирующих клапанов необходимо учитывать также условия прогрева корпуса турбины. Из этих соображений, например, часто открывают одновременно два клапана, один из которых подает пар в нижнюю половину цилиндра, а другой — в верхнюю, чтобы обе части цилиндра разогревались одновременно.

6.5. РЕГУЛИРОВАНИЕ МОЩНОСТИ ТУРБИНЫ СПОСОБОМ СКОЛЬЗЯЩЕГО ДАВЛЕНИЯ

С появлением блочной компоновки теплосиловой установки пуск турбины стали производить одновременно с растопкой котла, т.е. на скользящих параметрах пара, причем не только повышение частоты вращения и включение генератора в сеть, но и повышение нагрузки турбины вплоть до полной осуществляется при постепенно нарастающих давлении и температуре свежего пара, при полностью открытых регулирующих клапанах.

При регулировании мощности органами парораспределения турбины в котле и паропроводах свежего пара поддерживается постоянное номинальное давление. При регулировании же мощности котлом, когда регулирующие клапаны турбины полностью открыты и нагрузка изменяется примерно пропорционально давлению свежего пара, длительная работа при пониженном давлении повышает надежность и долговечность поверхностей нагрева котла и паропроводов, идущих к турбине.

Кроме того, поскольку давление пара перед турбиной меняется (скользит) плавно, а температура пара поддерживается постоянной (номинальной), то при полностью открытых регулирующих клапанах температура большинства ответственных элементов турбины сохраняется неизменной. Благодаря этому при изменении нагрузки отсутствует неравномерность температурных полей в поперечных сечениях корпуса турбины, вызывающая термические напряжения, специфические для частичной нагрузки турбин с сопловым парораспределением; не появляются относительные тепловые расширения (или укорочения) ротора; снижаются напряжения изгиба, особенно динамические, в лопатках первой ступени. Перечисленные обстоятельства заметно улучшают надежность и маневренность турбины, не говоря уже о возможности упрощения ее конструкции (путем отказа от соплового парораспреде-

ления) и повышения экономичности за счет этого отката при номинальном режиме.

Для того чтобы оценить изменение экономичности турбинной установки при переходе с клапанного регулирования мощности на регулирование способом скользящего давления, рассмотрим в качестве примера процесс расширения пара в h, s -диаграмме (рис. 6.25) в ЦВД конденсационной турбины с высокими начальными параметрами пара и промежуточным перегревом, имеющей дроссельное парораспределение, при расчетном (G_0) и половинном ($G/G_0 = 0,5$) расходах пара для двух случаев:

- 1) при постоянном давлении свежего пара, т.е. $p_0 = \text{const}$ и $h_0 = \text{const}$ (сплошные линии);
- 2) при скользящем давлении свежего пара, т.е. $p_0 = \text{var}$ и $t_0 = \text{const}$ (штриховые линии).

Если температура пара после промежуточного перегрева $t''_{\text{пп}}$ будет поддерживаться постоянной, то давление за ЦВД при полностью открытых клапанах ЦСД будет меняться пропорционально расходу пара и при одном и том же значении G/G_0 процессы расширения пара в ЦСД и ЦНД при скользящем давлении будут такими же, как и при дроссельном регулировании. Следовательно, использованные теплоперепады и мощность ЦСД и ЦНД не будут зависеть от способа регулирования, т.е. будут

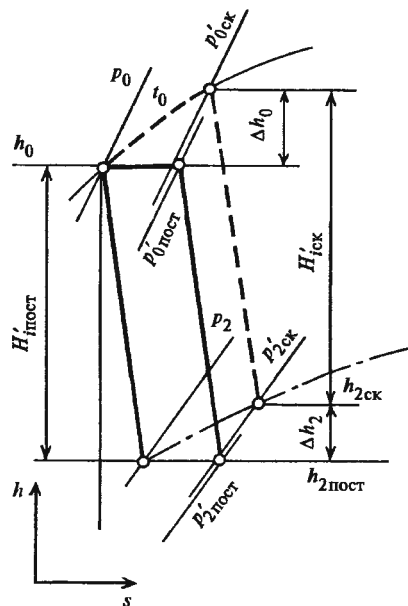


Рис. 6.25. Процесс расширения пара в h, s -диаграмме в ЦВД конденсационной турбины с дроссельным парораспределением при постоянном (—) и скользящем (---) начальных давлениях

одинаковыми как при дроссельном регулировании, так и при скользящем давлении пара:

$$H_i^{\text{ЦСД} + \text{ЦНД}} = \text{const}; N_i^{\text{ЦСД} + \text{ЦНД}} = \text{const}.$$

Давление перед первой ступенью ЦВД будет определяться расходом пара, причем при сниженной нагрузке в режиме скользящего давления $p'_{0\text{ск}}$ и постоянной температуры $t_0 = \text{const}$ оно будет несколько выше, чем при дроссельном регулировании и $h_0 = \text{const}$, из-за большего удельного объема, обусловленного более высокой температурой. Например, при $p_0 = 20$ МПа и $t_0 = 550^\circ\text{C}$ и снижении расхода пара вдвое эта разница составляет $(p'_{0\text{ск}} - p'_{0\text{пост}})/p'_{0\text{ск}} = 0,03$.

Поскольку при скользящем давлении свежего пара температура и давление его перед первой ступенью ЦВД при сниженных нагрузках выше, чем при дроссельном регулировании, то и начальная энтальпия выше. Энтальпия же пара за ЦВД при этом тоже выше, правда, на несколько меньшее значение (см. рис. 6.25). Поэтому даже при значительном снижении нагрузки теплоперепад, а следовательно, и КПД проточной части ЦВД в этом случае сохраняются почти постоянными, т.е. такими же, как и при полной нагрузке.

Таким образом, внутренняя мощность ЦВД при регулировании скользящим давлением больше, чем при дроссельном регулировании, на

$$(N_i^{\text{ЦВД}})_{\text{ск}} - (N_i^{\text{ЦВД}})_{\text{пост}} = G[(h_{0\text{ск}} - h_{0\text{пост}}) - (h_{2\text{ск}} - h_{2\text{пост}})] = G(\Delta h_0 - \Delta h_2) = G\Delta h_{\text{ск}}. \quad (6.32)$$

Так как $\Delta h_0 > \Delta h_2$, то $\Delta h_{\text{ск}} > 0$.

Для простейшего случая, когда расход пара после промежуточного перегрева равен расходу свежего пара, абсолютный внутренний КПД турбинной установки при сниженной нагрузке можно выразить так:

при дроссельном регулировании

$$\eta_i^{\text{пост}} = \frac{h_0 - h_2 + \bar{H}_i^{\text{ЦСД} + \text{ЦНД}}}{h_0 - h_{\text{п.в}} + h_{\text{пп}} - h_2}; \quad (6.33)$$

при регулировании скользящим давлением

$$\eta_i^{\text{ск}} = \frac{h_0 - h_2 + \Delta h_{\text{ск}} + \bar{H}_i^{\text{ЦСД} + \text{ЦНД}}}{h_0 - h_{\text{п.в}} + h_{\text{пп}} - h_2 + \Delta h_{\text{ск}}}, \quad (6.34)$$

где $\bar{H}_i^{\text{ЦСД} + \text{ЦНД}}$ — использованный теплоперепад ЦСД и ЦНД турбины с учетом регенеративных отборов.

Поскольку $\Delta h_{\text{ск}} > 0$, а в формулах (6.33) и (6.34) числитель меньше знаменателя (так как $\eta_i < 1$), то $\eta_i^{\text{ск}} > \eta_i^{\text{пост}}$, т.е. регулирование мощности скользящим давлением и с точки зрения экономичности при всех режимах частичного пропуска пара предпочтительнее дроссельного регулирования с постоянным давлением.

Сравнение выигрышей в удельных расходах теплоты при различных способах регулирования мощности в качестве примера показано на рис. 6.26 для турбины К-500-240 (ХТЗ) с начальными параметрами пара $p_0 = 23,5$ МПа, $t_0 = 540^\circ\text{C}$, промежуточным перегревом при $p_{\text{пп}} = 3,84$ МПа до $t_{\text{пп}} = 540^\circ\text{C}$ и $p_{\text{к}} = 4,4$ кПа. Из графика видно, что при относительных расходах пара $G/G_0 < 0,65$ выигрыш в удельных расходах теплоты от регулирования скользящим давлением по сравнению с дроссельным регулированием при постоянном давлении составляет $\Delta q_3/q_3 = 2 \dots 2,5\%$.

В отличие от дроссельного регулирования экономичность турбинной установки, снабженной сопловым парораспределением, может быть при скользящем давлении как выше, так и ниже, чем при постоянном давлении, и, как показывают расчеты, при $G/G_0 > 0,8$ экономичность несколько выше, а при $G/G_0 = 0,53 \dots 0,58$ она одинакова как при скользящем, так и при постоянном давлении. При остальных режимах экономичность установки выше при постоянном давлении (рис. 6.26).

При рассмотрении вопроса об экономичности мы не учитывали изменения расхода энергии на питательные насосы, который для турбин сверхкритиче-

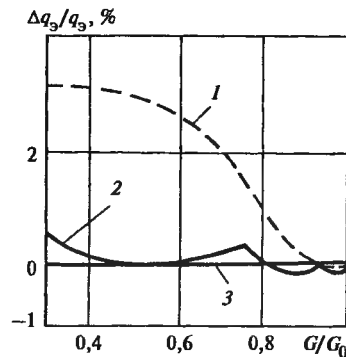


Рис. 6.26. Сравнение удельных расходов теплоты для турбины К-500-240 при различных способах регулирования мощности:

1 — дроссельное парораспределение, $p_0 = \text{const}$; 2 — то же, $p_0 = \text{var}$; 3 — сопловое парораспределение, $p_0 = \text{const}$

ского давления составляет около 4 %. Применение способа регулирования мощности скользящим давлением позволяет уменьшить этот расход пропорционально снижению давления питательной воды.

Повышение надежности работы блока при сниженных нагрузках, упрощение конструкции турбин, некоторое повышение экономичности и накопленный опыт эксплуатации позволили у нас и за рубежом применять на тепловых и атомных электростанциях способ регулирования мощности скользящим давлением как на вновь проектируемых, так и на действующих паротурбинных установках, имеющих дроссельное или сопловое парораспределение.

6.6. ВЛИЯНИЕ ОТКЛОНЕНИЯ НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПАРА И ТЕМПЕРАТУРЫ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ПЕРЕГРЕВА НА МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ

При эксплуатации турбин отклонение начальных параметров пара от номинальных значений может превышать допустимые значения, что будет сопровождаться изменением мощности и экономичности турбинной установки, а также надежности отдельных элементов турбин. Поэтому даже кратковременная работа турбины при изменении параметров свежего пара в большинстве случаев допускается после специальных расчетов на прочность наиболее напряженных деталей либо после создания нормальных условий их эксплуатации путем изменения расхода пара или внесения необходимых конструктивных изменений.

Влияние начального давления пара. Рассмотрим работу турбины в предположении постоянства открытия регулирующих клапанов. Если пренебречь фактором дросселирования пара в не полностью открытой группе регулирующих клапанов, то при незначительном отклонении давления пара Δp_0 перед турбиной от номинального значения p_0 , постоянной начальной температуре ($t_0 = \text{const}$) изменение внутренней мощности конденсационной турбины без регенеративных отборов пара может быть найдено из выражения

$$\Delta N_i = \frac{\partial (GH_0 \eta_{oi})}{\partial p_0} \Delta p_0 = \left(H_0 \eta_{oi} \frac{\partial G}{\partial p_0} + GH_0 \frac{\partial \eta_{oi}}{\partial p_0} + G \eta_{oi} \frac{\partial H_0}{\partial p_0} \right) \Delta p_0, \quad (6.35)$$

или

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left(\frac{\delta_p}{G} + \frac{\alpha_p}{H_0} + \frac{\gamma_p}{\eta_{oi}} \right) \Delta p_0, \quad (6.36)$$

$$\text{где } \alpha_p = \frac{\partial H_0}{\partial p_0}; \quad \delta_p = \frac{\partial G}{\partial p_0}; \quad \gamma_p = \frac{\partial \eta_{oi}}{\partial p_0}.$$

Коэффициенты α_p , δ_p и γ_p характеризуют изменение мощности турбины при отклонении начального давления пара, обусловленное соответственно изменениями расхода через турбину, располагаемого теплоперепада и внутреннего относительного КПД. В инженерных расчетах для конденсационных турбин можно использовать следующие выражения для определения этих коэффициентов:

$$\alpha_p = \frac{\partial H_0}{\partial p_0} = \frac{p_2 v_{2t}}{p_0}; \quad \delta_p = \frac{\partial G}{\partial p_0} = \frac{G}{p_0}; \quad \gamma_p \approx 0,$$

где p_2 — давление пара за последней ступенью турбины, Па; v_{2t} — удельный объем пара за турбиной при изэнтропийном расширении его в турбине, м³/кг; H_0 — располагаемый теплоперепад турбины, Дж/кг.

Подставив значения коэффициентов α_p и δ_p в (6.36), после преобразований получим

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left(1 + \frac{p_2 v_{2t}}{H_0} \right) \frac{\Delta p_0}{p_0}. \quad (6.37)$$

Из (6.37) следует, что для всех турбин, не имеющих регулируемых отборов пара, в том числе и для турбин с промежуточным перегревом пара, приращение мощности пропорционально изменению давления.

При полностью открытых клапанах увеличение начального давления пара вызывает перегрузку всех ступеней турбины и особенно последней, давление за которой сохраняется постоянным. При этом в конденсационных турбинах основная опасность заключается в увеличении напряжений в рабочих лопатках, а в турбинах с противодавлением — в увеличении напряжений в диафрагме последней ступени. Для приведения условий работы этих элементов турбины к расчетным необходимо ограничить расход пара через турбину так, чтобы давление в камере регулирующей ступени не превышало допустимого. При длительной работе на повышенном начальном давлении пара это достигается искусственным ограничением хода последнего регулирующего клапана, а при кратковременной работе —

за счет введения в работу ограничителей мощности. В режимах работы турбины с использованием ограничителей расход пара будет снижен до расчетного, что приведет к нормальным условиям работы всех нерегулируемых ступеней турбины. Внутренняя мощность турбины при этом увеличится на $\Delta N_i = G \Delta H^{p.ct} \eta_{oi}^{p.ct}$, где G — расход пара через турбину; $\Delta H^{p.ct}$ — дополнительный теплоперепад регулирующей ступени; $\eta_{oi}^{p.ct}$ — внутренний относительный КПД регулирующей ступени.

Если по условиям надежности работы электрического генератора такой режим допустим, то для турбины такая перегрузка также не опасна, так как в данном случае нерегулируемые ступени работают в расчетном режиме, а перегрузка регулирующей ступени значительно меньше той, которая возникает при нормальном начальном давлении в режиме с одним полностью открытым регулирующим клапаном. Если генератор по условиям охлаждения или возбуждения такую перегрузку не допускает, необходимо сокращение расхода пара до достижения номинальной нагрузки. В этом случае давление пара в камере регулирующей ступени снизится, что приведет к небольшой разгрузке нерегулируемых ступеней и некоторой перегрузке регулирующей ступени по сравнению с расчетным режимом. Однако эти изменения не опасны как по условиям надежности упорного подшипника, так и по условиям перегрузки регулирующей ступени.

При повышенном начальном давлении пара кроме режима с полностью открытыми регулирующими клапанами опасным является также режим с одним полностью открытым регулирующим клапаном, так как в этом случае на регулирующую ступень приходится наибольший располагаемый теплоперепад и в рабочих лопатках возникают наибольшие изгибающие напряжения. При длительной работе с повышенным начальным давлением пара следует произвести перенастройку регулирующих клапанов для того, чтобы увеличить перекрышу второго клапана. Более раннее открытие второго клапана повысит давление в камере регулирующей ступени при полностью открытом первом клапане и снизит располагаемый теплоперепад в регулирующей ступени при этом режиме.

Снижение начального давления пара при постоянном открытии регулирующих клапанов турбины не вызывает опасности увеличения напряжений в ее деталях и может ограничиваться только условиями

нормальной работы вспомогательных устройств, питающихся свежим паром.

Влияние начального давления пара на мощность турбины при постоянном расходе пара. Изменение мощности турбины при незначительном отклонении давления свежего пара и постоянном расходе пара через турбину в большей степени определяется условиями работы системы парораспределения.

В турбинах с дроссельным парораспределением при частичных нагрузках изменение начального давления пара при постоянном его расходе через турбину практически не отразится на мощности и режиме работы ступеней турбины, поскольку оно будет компенсироваться изменением дросселирования в дроссельном клапане. Действительно, давление пара за дроссельным клапаном определяется только расходом протекающего через турбину пара, которое по условию сохраняется постоянным, что обуславливает постоянство как давления пара перед первой ступенью, так и срабатываемого в ней теплоперепада, а следовательно, и мощности (рис. 6.27, а).

При длительной работе турбины при повышенном давлении свежего пара и постоянном расходе пара должны быть произведены проверочные расчеты на прочность паропровода, паровых коробов, стопорных и регулирующих клапанов, а также корпуса турбины.

При длительной работе турбины с дроссельным парораспределением на пониженном начальном давлении пара рекомендуется удалять часть ее первых ступеней с таким расчетом, чтобы новое на-

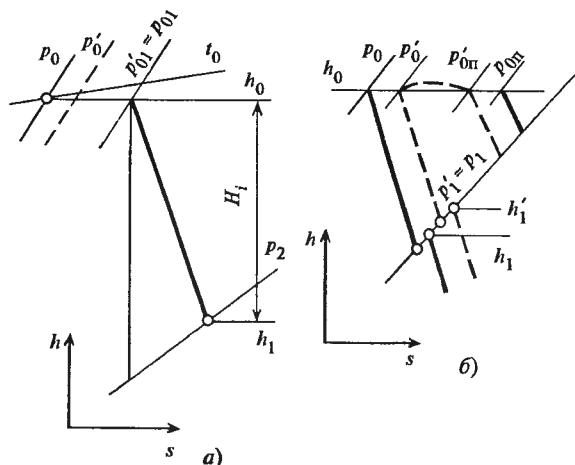


Рис. 6.27. Процесс расширения пара в турбине при отклонении начального давления пара и постоянном расходе пара при дроссельном (а) и сопловом (б) парораспределении

чальное давление пара было равно давлению пара перед неудаленными ступенями при расчетном режиме. При этом также необходимо снизить начальную температуру пара, определяемую по h, s -диаграмме в точке пересечения линии, изображающей действительный процесс расширения пара в турбине при расчетном режиме, с изобарой, соответствующей новому начальному давлению пара. В этом случае расход пара через турбину номинальный, а мощность турбины будет снижена только за счет уменьшения ее теплоперепада.

В турбинах с сопловым парораспределением постоянство расхода пара обеспечивается изменением положения регулирующих клапанов и изменением расхода пара через частично открытую сопловую группу. При этом потери от дросселирования пара в этой сопловой группе изменяются в зависимости от первоначального положения последнего регулирующего клапана перед моментом изменения начального давления (рис. 6.27, б). Если турбина имеет сопловое парораспределение с большим числом регулирующих клапанов, так что потерями от дросселирования потока пара, протекающего через частично открытый клапан, можно пренебречь, изменение мощности турбины при отклонении начального давления пара от номинального определяется выражением

$$\Delta N_i = \left(G \eta_{oi} \frac{\partial H_0}{\partial p_0} + G H_0 \frac{\partial \eta_{oi}}{\partial p_0} \right) \Delta p_0, \quad (6.38)$$

или

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left(\frac{\alpha_p}{H_0} + \frac{\gamma_p}{\eta_{oi}} \right) \Delta p_0 = \frac{p_2 v_{2t}}{H_0} \frac{\Delta p_0}{p_0}. \quad (6.39)$$

На рис. 6.28 построены кривые изменения мощности турбины в зависимости от начального давления, рассчитанные для различных противодавлений $\epsilon = p_2/p_0$. Отклонение давления свежего пара оказывает значительное влияние на мощность турбины, имеющей большее противодавление. Поэтому снижение давления свежего пара перед турбиной, работающей с противодавлением, приводит к большей потере мощности, чем понижение давления перед конденсационной турбиной.

Снижение давления свежего пара против номинального непосредственной угрозы для турбины с сопловым парораспределением не представляет, так как оно приведет сначала к полному открытию всех

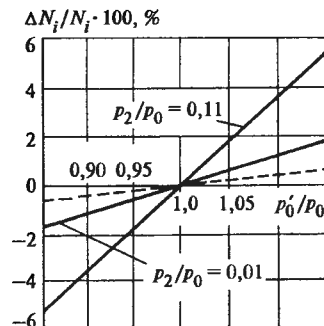


Рис. 6.28. Изменение мощности турбины при отклонении начального давления пара ($p_0 = 8,8$ МПа, $t_0 = 500^\circ\text{C}$):

— турбина с противодавлением; — — — — конденсационная турбина

регулирующих клапанов турбины, а затем при полностью открытых регулирующих клапанах — к постепенному снижению мощности турбины. При глубоком падении давления свежего пара нарушается работа вспомогательного оборудования. Поэтому снижение давления свежего пара допускается такое, при котором еще возможна работа вспомогательного оборудования с учетом скорости падения давления и времени, необходимого для остановки турбины.

При длительной работе турбины с сопловым парораспределением на пониженном начальном давлении пара для увеличения ее мощности необходимо произвести реконструкцию, увеличив проходное сечение сопл регулирующей ступени таким образом, чтобы давление в камере регулирующей ступени было равно расчетному, что будет соответствовать расчетному расходу пара через турбину. В этом случае напряжения в диафрагмах и рабочих лопатках нерегулируемых ступеней не превысят расчетных значений. Мощность турбины при этом снизится из-за уменьшения располагаемого теплоперепада регулирующей ступени. Для достижения номинальной мощности необходимо увеличить расход пара, что приведет к перегрузке нерегулируемых ступеней, и особенно последней. Допустимость режима с увеличенным расходом пара определяется расчетами на прочность нерегулируемых ступеней, а также фланцевого соединения корпуса турбины в зоне регулирующей ступени.

Влияние начальной температуры и температуры промежуточного перегрева пара. Изменение мощности турбины при отклонении начальной

температуры пара на Δt_0 и постоянном начальном давлении можно найти как приращение

$$\Delta N_i = \frac{\partial}{\partial t_0} (N_i) \Delta t_0. \quad (6.40)$$

Внутренняя мощность турбины определяется выражением

$$N_i = GH_0 \eta_{oi} = \frac{QH_0 \eta_{oi}}{h_0 - h_{п.в}}, \quad (6.41)$$

где Q — расход теплоты на турбоустановку; h_0 — энтальпия свежего пара; $h_{п.в}$ — энтальпия питательной воды.

Подставляя в (6.40) выражение для мощности турбины (6.41), после дифференцирования и преобразований можно получить различные расчетные уравнения для относительного изменения мощности в зависимости от условий, при которых происходит изменение температуры пара.

1. При постоянном расходе теплоты на турбоустановку ($Q = \text{const}$)

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left(\frac{1}{H_0} \frac{\partial H_0}{\partial t_0} - \frac{1}{h_0 - h_{п.в}} \frac{\partial h}{\partial t_0} + \frac{1}{\eta_{oi}} \frac{\partial \eta_{oi}}{\partial t_0} \right) \Delta t_0,$$

или

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left(\frac{\alpha_t}{H_0} - \frac{\beta_t}{h_0 - h_{п.в}} + \frac{\gamma_t}{\eta_{oi}} \right) \Delta t_0. \quad (6.42)$$

2. При постоянно открытых регулирующих клапанах ($F_{кл} = \text{const}$)

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left(\frac{1}{H_0} \frac{\partial H_0}{\partial t_0} + \frac{1}{\eta_{oi}} \frac{\partial \eta_{oi}}{\partial t_0} + \frac{\partial G}{\partial t_0} \frac{1}{G} \right) \Delta t_0,$$

или

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left(\frac{\alpha_t}{H_0} + \frac{\gamma_t}{\eta_{oi}} + \frac{\delta_t}{G} \right) \Delta t_0. \quad (6.43)$$

3. При постоянном расходе пара ($G = \text{const}$)

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left(\frac{1}{H_0} \frac{\partial H_0}{\partial t_0} + \frac{1}{\eta_{oi}} \frac{\partial \eta_{oi}}{\partial t_0} \right) \Delta t_0,$$

или

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left(\frac{\alpha_t}{H_0} + \frac{\gamma_t}{\eta_{oi}} \right) \Delta t_0. \quad (6.44)$$

В этих формулах приняты следующие обозначения: $\alpha_t = \partial H_0 / \partial t_0$ — коэффициент, учитывающий изменение мощности, вызванное изменением располагаемого теплоперепада; $\beta_t = \partial h / \partial t_0$ — коэффициент, учитывающий изменение затраты теплоты на производство 1 кг пара при изменении начальной температуры; $\gamma_t = \partial \eta_{oi} / \partial t_0$ — коэффициент, учитывающий влияние температуры свежего пара на внутренний относительный КПД турбины; $\delta_t = \partial G / \partial t_0$ — коэффициент, учитывающий изменение мощности, вызванное изменением расхода пара. Указанные коэффициенты определяются по формулам:

$$\frac{\alpha_t}{H_0} = \frac{1}{T_0}; \quad \beta_t = c_p; \quad \gamma_t = 0,0005; \quad \frac{\delta_t}{G} = -\frac{1}{2T_0}.$$

Повышение температуры свежего пара вызывает следующие явления: 1) увеличение тепловых расширений и тепловых деформаций, что может явиться причиной повышенной вибрации турбины; 2) понижение прочностных свойств металла, в результате чего может возникнуть ослабление в посадке лопаток на диск, в затяжке болтовых соединений головной части турбины и паровых коробок; 3) перегрузку лопаток регулирующей ступени в связи с увеличением ее теплоперепада.

Вопрос о допустимости работы турбины с повышенной начальной температурой пара необходимо решать с учетом вышеперечисленных факторов.

Особенно неприятным последствием повышения начальной температуры пара является ухудшение механических свойств сталей. Так, например, для трубопроводной стали 12Х1МФ допустимое напряжение при изменении температуры от 20 до 560 °С снижается более чем в 3 раза.

При высоких температурах пара материал турбины подвержен ползучести и релаксации напряжений, при этом снижается длительная прочность роторов высокого и среднего давления. Ползучесть проявляется в увеличении диаметров трубопроводов свежего пара и пара промежуточного перегрева, в изменении размеров корпусов клапанов и задвижек, паровых коробок, рабочих лопаток и других элементов турбинной установки. Релаксация напряжений сопровождается ослаблением посадки дисков и втулок на роторе турбины, уменьшением напряжений в болтах и шпильках фланцевого соединения, что может привести к нарушению плотности горизонтального разъема турбины и к прираиванию его.

Поскольку деформации ползучести с течением времени накапливаются, в турбинах высокого давления регламентируется не только предельная температура пара, при которой работа турбины недопустима, но и время работы агрегата на допустимых, но повышенных по сравнению с нормальными температурах. Обычно число часов работы турбины на повышенных температурах пара не должно превышать 200—300 в год. При этом длительность одноразового повышения температуры также строго регламентируется.

Снижение температуры свежего пара сопровождается увеличением влагосодержания в последних ступенях турбины, что приводит к повышенному эрозионному износу рабочих лопаток.

При снижении начальной температуры пара уменьшается располагаемый теплоперепад и соответственно мощность турбины. Восстановление мощности можно было бы осуществить увеличением расхода пара через турбину, но это приведет к увеличению напряжений в элементах ее проточной части, перегрузке последней ступени конденсационной турбины и росту осевого усилия. Поэтому заводы-изготовители указывают необходимое ограничение нагрузки при снижении начальной температуры пара.

Работа турбины со сниженной начальной температурой пара и неизменным его расходом сопровождается уменьшением теплоперепадов во всех ступенях, кроме регулирующей. В связи с этим при постоянной окружной скорости возрастает отношение скоростей u/c_ϕ для каждой ступени и, как показано в § 6.1, степень реактивности, что вызывает увеличение осевых усилий на подшипник. Быстрое снижение начальной температуры пара может вызвать охлаждение ротора и сокращение его длины относительно статора с возникновением задеваний.

В турбинах с промежуточным пароперегревателем при номинальной температуре пара $t_{\text{ип}}$ изменение температуры свежего пара приведет к изменению расхода пара через ЧВД и соответственно через последующие ступени. Однако это изменение расхода будет не таким заметным, как в турбинах без промежуточного перегрева.

Изменение температуры пара после промежуточного перегрева при постоянной начальной температуре также влияет на изменение режима работы как ЧВД, так и ступеней, находящихся после промежуточного перегрева. При увеличении $t_{\text{ип}}$ давление в промежуточном перегревателе возрастает. Это приводит к некоторой разгрузке ступеней

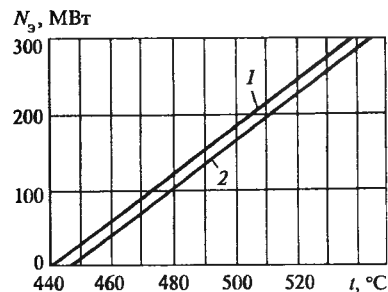


Рис. 6.29. График разгрузки турбины К-300-240 при снижении температуры свежего пара (1) и температуры пара промежуточного перегрева (2)

ЧВД и к перегрузке последней ступени турбины. Понижение $t_{\text{ип}}$ приводит к понижению давления пара в промежуточном пароперегревателе, вследствие чего перегруженной окажется последняя ступень ЧВД. При этом ступени ЧСД и ЧНД будут работать с повышенной степенью реактивности, что приведет к изменению осевого усилия в турбине.

Вследствие указанных обстоятельств работа турбины при значительном снижении начальной температуры пара и пара после промежуточного пароперегревателя не допускается. В инструкциях по эксплуатации каждого турбоагрегата должен быть указан порядок снижения допустимой нагрузки при снижении указанных температур (рис. 6.29).

6.7. ВЛИЯНИЕ КОНЕЧНОГО ДАВЛЕНИЯ ПАРА НА МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ

В процессе эксплуатации конденсационных турбин давление пара в конденсаторе изменяется в зависимости от времени года, изменения паровой нагрузки конденсатора, загрязнения трубок, ухудшения воздушной плотности вакуумной системы и других причин, влияющих на режим работы конденсационной установки.

При изменении конечного давления пара меняются располагаемый теплоперепад, внутренние относительные КПД последних ступеней турбины, потеря с выходной скоростью, расход пара в конденсатор (при фиксированном общем расходе пара на турбоустановку) и его конечная влажность. Изменение конечного давления пара главным образом сказывается на режиме работы последней ступени. При этом следует различать два возможных режима работы последней ступени: 1) с докритическими скоростями истечения пара из рабочих лопаток; 2) при сверхкритических скоростях истечения с до-

полнительным ускорением потока пара в косом срезе рабочих лопаток.

Критическое давление пара, устанавливающее границу между этими режимами, определяется по выражению

$$p_{кр} \approx 0,328 \cdot 10^{-3} G_k / F_2, \quad (6.45)$$

где G_k — расход пара в конденсатор, кг/с; F_2 — площадь горловых сечений на выходе из рабочих лопаток последней ступени, м²; $p_{кр}$, МПа.

Изменение мощности турбины при изменении конечного давления пара рассчитывается по сравнению с той мощностью, которую развивает турбина при достижении звуковой скорости в выходном сечении рабочей решетки последней ступени. Давление пара за ступенью, соответствующее этому режиму, равно критическому: $p_{к0} = p_{кр}$.

Пусть при работе последней ступени конденсационной турбины в докритическом режиме конечное давление пара увеличилось по сравнению с исходным значением $p_{к0}$ на $\Delta p_k = p_k - p_{к0}$, а располагаемый теплоперепад турбины уменьшился на ΔH_0 . Это повлечет за собой изменения влажности пара, потерь с выходной скоростью и расхода пара в последнем регенеративном подогревателе (в связи с изменением температуры конденсата на входе в подогреватель).

В результате полное изменение внутренней мощности турбины составит

$$\begin{aligned} \Delta N_i &= N_i - N_{i0} = \\ &= -(G_{к0} + \Delta G_k) \Delta H_i + H_{i0} \Delta G_k, \end{aligned} \quad (6.46)$$

где H_{i0} и ΔH_i — соответственно использованный теплоперепад группы ступеней части низкого давления турбины после последнего регенеративного отбора в расчетном режиме и изменение этого теплоперепада; $G_{к0}$ — расход пара в конденсатор в исходном режиме; ΔG_k — изменение расхода пара в конденсатор.

Изменение теплоперепада ΔH_i определяется по выражению

$$\Delta H_i = (1 - y_{ср})(\Delta H_0 \eta_{oi} - \Delta H_{в.с}), \quad (6.47)$$

где η_{oi} — внутренний относительный КПД процесса в интервале между изобарами p_k и $p_{к0}$ без учета потерь от влажности и с выходной скоростью пара; $y_{ср}$ — средняя влажность пара, определяемая по h, s -диаграмме.

Изменение потерь с выходной скоростью

$$\Delta H_{в.с} = \frac{c_2^2 - c_{20}^2}{2}. \quad (6.48)$$

Значение c_2 может быть определено непосредственно из треугольника скоростей на выходе из ступени или по формуле

$$c_2^2 = w_2^2 + 2uw_2 \cos \beta_2 + u^2,$$

где w_2 — относительная скорость пара на выходе из лопаток ($w_2 = G_k v_k / F_2$); β_2 — угол выхода потока на среднем диаметре; u — окружная скорость лопаток последней ступени на среднем диаметре.

Изменение расхода пара в конденсатор равно изменению расхода пара в последнем (по ходу пара) регенеративном подогревателе

$$\Delta G_k = \frac{G_{к0}}{h_{ii} - h'_{ii}} (h'_k - h'_{к0}), \quad (6.49)$$

где h_{ii} и h'_{ii} — энтальпии отбираемого пара и конденсата этого пара; h'_k — энтальпия конденсата отработавшего пара.

В турбине с противодавлением относительное изменение конечного давления пара влияет в большей степени на режим ее работы, чем в конденсационной турбине. Это объясняется сравнительно малым теплоперепадом, приходящимся на турбину, и отсутствием критических скоростей в ее нерегулируемых ступенях.

Изменение внутренней мощности турбины при увеличении противодавления можно определить из выражения (6.46). В этом случае второй член выражения превращается в нуль, а изменение расхода пара на турбину при отсутствии в какой-либо из ее ступеней критических скоростей определяется по выражению

$$\Delta G = G_0 \left(1 - \sqrt{\frac{p_0^2 - p_{z1}^2}{p_0^2 - p_{z0}^2}} \right), \quad (6.50)$$

где G_0 , p_0 , p_{z0} — расход, начальное и конечное давление пара при расчетном режиме; p_{z1} — измененное конечное давление пара.

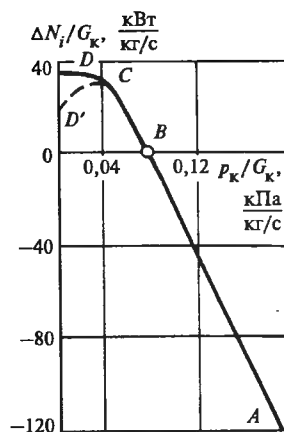
Если регулирующая ступень турбины с противодавлением работает в критическом режиме, понижение противодавления не вызывает изменения расхода пара через турбину. При увеличении противодавления расход сохраняется постоянным до

тех пор, пока в регулирующей ступени не наступит докритический режим.

Используя приведенные соотношения, легко построить кривые, показывающие изменение мощности турбины в зависимости от конечного давления пара p_k . Для режимов с докритической скоростью истечения из рабочей решетки последней ступени существует прямо пропорциональная зависимость между приращением теплоперепада и приращением мощности. При сверхкритических скоростях истечения пара из рабочей решетки последней ступени изменение конечного давления пара p_k не сказывается на параметрах пара перед ступенью. Поэтому мощность всех ступеней турбины, кроме последней, останется постоянной, а мощность турбоустановки будет меняться только в результате изменения окружной составляющей скорости выхода пара из рабочей решетки последней ступени. При наступлении сверхкритического режима истечения из рабочей решетки последней ступени прямая зависимость между приращением теплоперепада и приращением мощности будет нарушена. Понижение давления за ступенью сопровождается отклонением потока пара в косом срезе сопл и лопаток. До тех пор, пока не будет достигнуто предельное расширение в косом срезе сопл и лопаток, будет происходить увеличение мощности турбины по мере снижения давления отработавшего пара (см. § 2.8). Для конденсационных турбин давление отработавшего пара, соответствующее режиму, при котором исчерпывается расширительная способность косого среза сопл и лопаток и прекращается прирост мощности, называется *предельным вакуумом*. При эксплуатации предельный вакуум не достигается, так как быстрее устанавливается *экономический вакуум*, при котором полезная мощность турбоустановки (за вычетом затрат мощности на привод циркуляционных насосов) при данном расходе пара в конденсаторе достигает максимального значения.

Теоретические исследования и натурные испытания ряда турбин показали, что для каждой турбины может быть построена универсальная зависимость относительного прироста мощности от относительного давления отработавшего пара $\Delta N_i / G_k = f(p_k / G_k)$. На рис. 6.30 построена такая зависимость для конденсационной турбины со следующими размерами последней ступени: средний диаметр $d = 2400$ мм, длина лопатки $l_2 = 1000$ мм, окружная скорость $u = 377$ м/с, угол выхода потока из каналов рабочей решетки

Рис. 6.30. Универсальная зависимость относительного приращения мощности конденсационной турбины от относительного давления за последней ступенью



$\beta_2 = 35^\circ$. Эта кривая характеризует режим докритического истечения (участок AB) и режим сверхкритического истечения (участок BD). Участок BC характеризует режимы работы ступени, при которых используется расширительная способность косого среза сопл и лопаток. На участке CD, где исчерпана расширительная способность косого среза, мощность последней ступени с уменьшением противодавления не увеличивается, а мощность турбины в целом даже уменьшается (штриховая линия CD') за счет увеличения отбора пара в первый по ходу воды подогреватель низкого давления.

Для большинства турбин средних параметров пара изменение давления в конденсаторе на $\pm 0,98 \cdot 10^{-3}$ МПа ($\pm 0,01$ кгс/см²) приводит для всех нагрузок к изменению мощности примерно на ± 1 % номинальной. Для турбин высоких параметров пара с промежуточным перегревом изменение мощности при изменении конечного давления будет составлять меньшее относительное значение ввиду значительного располагаемого теплоперепада у этих турбин.

Эксплуатация турбин при изменяющемся давлении отработавшего пара оказывает влияние на надежность ее отдельных элементов. Повышение конечного давления пара в конденсационной турбине приводит к уменьшению ее теплоперепада, причем это изменение приходится только на несколько ее последних ступеней. Напряжения в этих ступенях уменьшаются, но увеличиваются степени реактивности, что приводит к росту осевых усилий. При незначительном росте конечного давления изменения степени реактивности не могут вызывать большого увеличения осевого усилия. Однако при значительном ухудшении вакуума турбины возникают опасения за надежность работы упорного подшипника. Кроме того, значительное ухудшение вакуума

сопровождается увеличением температуры выходного патрубка, что может явиться причиной расцековки агрегата и недопустимой вибрации. Поэтому значительное повышение конечного давления пара не допускается, и турбины снабжают защитой от ухудшения вакуума, срабатывающей при давлении в конденсаторе, которому соответствует температура конденсации пара примерно 60 °С.

Повышение давления p_k в режимах малых G_v (вблизи холостого хода и на малых нагрузках) может вызвать автоколебания рабочих лопаток последних ступеней конденсационных турбин. Поэтому устанавливаются значения предельного давления $p_k < 0,08...0,12$, в особенности при пусковых режимах.

Понижение конечного давления пара по сравнению с расчетным в конденсационных турбинах приводит к перегрузке ее ступеней (в первую очередь последней ступени) за счет увеличения срабатываемого на них теплоперепада. После возникновения в последней ступени критического режима истечения дальнейшее увеличение теплоперепада будет приходиться только на нее.

В турбинах с противодавлением при понижении конечного давления пара в тяжелых условиях оказывается последняя ступень, диафрагма которой будет подвергаться увеличенным механическим напряжениям. Поэтому в современных турбинах с противодавлением существует защита от перегрузки последней ступени при резком понижении конечного давления пара.

В условиях работы турбин с переменным противодавлением особое внимание следует обратить на изменение осевого усилия, поскольку у турбин с

противодавлением при изменении конечного давления относительное изменение усилия будет более значительным, чем у турбин конденсационного типа. С увеличением противодавления у этих турбин значительная часть последних ступеней будет работать с пониженными теплоперепадами, что приведет к увеличению степени реактивности этих ступеней и к соответствующему росту осевого усилия. Изменение суммарного осевого усилия будет зависеть при этом от конфигурации ротора. При наличии на нем уступов сила, действующая на эти уступы, с увеличением противодавления уменьшится, что в той или иной мере будет компенсировать возрастание осевого усилия, вызванное увеличением реактивности последних ступеней. В некоторых случаях общее осевое усилие с увеличением противодавления может даже уменьшиться.

Понижение противодавления вызывает увеличение перепадов давлений и теплоты в нерегулируемых ступенях, причем больше всего они возрастает в последней ступени. Для того чтобы напряжения в диафрагме и рабочих лопатках этой ступени не превосходили допустимых, следует сократить расход пара.

Работа с пониженным противодавлением может вызвать также перегрузку упорного подшипника, если диаметр втулки заднего концевой уплотнения меньше диаметра уплотнения последней диафрагмы. Таким образом, перевод турбины с противодавлением на режим с измененным давлением на выходе требует тщательной расчетной и в ряде случаев экспериментальной проверки режима работы упорного подшипника турбины в новых условиях.

ТУРБИНЫ ДЛЯ КОМБИНИРОВАННОЙ ВЫРАБОТКИ ТЕПЛОТЫ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

7.1. ТУРБИНЫ С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ

На рис. 7.1 изображена принципиальная схема установки турбины 1 с противодавлением типа Р. Свежий пар с параметрами p_0 и t_0 подводится к турбине из котла. В турбине 1 происходит расширение пара до конечного давления p_{Π} , отработавший пар поступает к потребителю теплоты 4.

Для турбин с противодавлением характерен режим работы по тепловому графику, когда расход отработавшего пара определяется тепловым потреблением.

Развиваемая турбиной без отборов электрическая мощность

$$N_э = G_{\Pi} H_0 \eta_{oi} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{э.г}} = G_{\Pi} H_0 \eta_{0.э}. \quad (7.1)$$

Поскольку КПД $\eta_{0.э}$ при постоянных параметрах пара зависит главным образом от объемного расхода пара через турбину, а располагаемый теплоразрыв H_0 не меняется, то мощность турбины с противодавлением однозначно определяется расходом G_{Π} протекающего через нее пара и не может быть изменена произвольно без соответствующего изменения теплового потребления.

Как правило, графики потребления тепловой и электрической энергии не совпадают и турбина с противодавлением, работая изолированно, не мо-

жет полностью обеспечить потребителей электрической энергией. Поэтому в современных энергетических системах турбины с противодавлением устанавливают параллельно с конденсационными турбинами 2. При их параллельной работе турбина с противодавлением вырабатывает лишь ту электрическую мощность, которая определяется расходом пара, необходимого тепловому потребителю, а остальная выработка электрической энергии обеспечивается конденсационными турбинами. В часы максимальных тепловых нагрузок в линию теплового потребителя добавляется редуцированный свежий пар, если расход пара, требуемый тепловым потребителем, превышает максимальную пропускную способность турбины. Редукционно-охладительная установка (РОУ) 3 позволяет также снабжать теплового потребителя 4 паром в период останова турбины 1.

То обстоятельство, что электрическая мощность, развиваемая турбиной с противодавлением, целиком определяется нагрузкой теплового потребителя, часто не позволяет достаточно эффективно использовать установленную мощность турбоагрегата, что ограничивает область применения турбин с противодавлением.

7.2. ТУРБИНЫ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ РЕГУЛИРУЕМЫМ ОТБОРОМ ПАРА

Конденсационные турбины с регулируемыми отборами пара могут одновременно удовлетворять внешних потребителей электрической энергией и теплотой, поэтому они получили широкое распространение. В отличие от турбин с противодавлением, у турбин с регулируемыми отборами пара выработка электрической энергии не зависит от тепловой нагрузки.

Турбина с регулируемым отбором пара состоит из двух частей (рис. 7.2, а): группа ступеней 1, расположенных до отбора, называется *частью высокого давления* (ЧВД), а группа ступеней 2, находя-

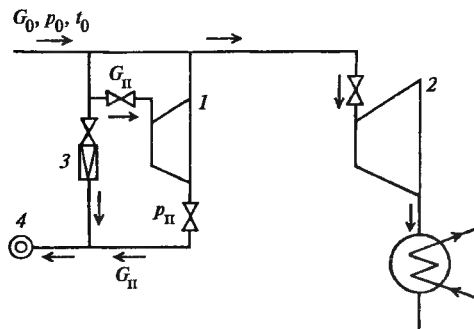


Рис. 7.1. Принципиальная схема установки с турбиной с противодавлением и конденсационной турбиной

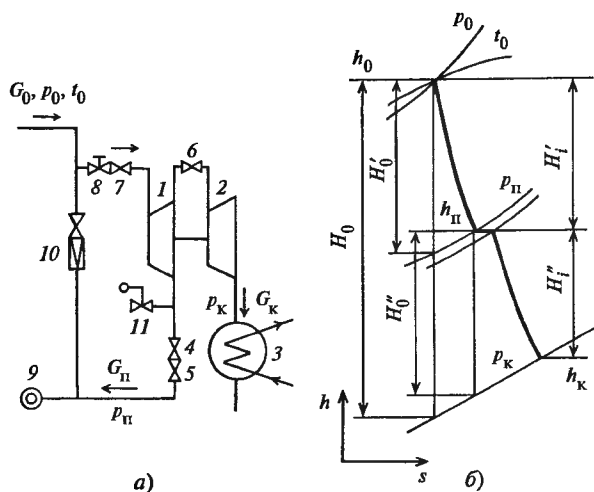


Рис. 7.2. Принципиальная схема (а) и процесс расширения пара в h, s -диаграмме (б) турбинной установки с регулируемым отбором пара

щихся от отбора до конденсатора 3, — частью низкого давления (ЧНД). Свежий пар подводится к турбине с давлением p_0 и температурой t_0 через стопорный 8 и регулирующий 7 клапаны. В ЧВД пар расширяется до давления p_{π} , которое поддерживается постоянным и определяется тепловым потребителем 9. Пройдя ЧВД, поток пара (G_0) разветвляется: часть пара (G_{π}) через отсечный 4 и обратный 5 клапаны идет к тепловому потребителю 9, а часть пара (G_k) направляется через регулирующие органы 6 в ЧНД, где расширяется до давления p_k в конденсаторе 3. РОУ 10 служит для снабжения паром теплового потребителя 9 в период остановки турбины.

Электрическая мощность турбины N_3 , кВт, с одним регулируемым отбором пара (без учета отборов пара на регенерацию) определяется по выражениям:

$$N_3 = N_i \eta_m \eta_{3, \Gamma};$$

$$\begin{aligned} N_i &= N_i' + N_i'' = G_0(h_0 - h_{\pi}) + G_k(h_{\pi} - h_k) = \\ &= G_0 H_0' \eta_{oi}' + G_k H_0'' \eta_{oi}'' = G_{\pi}(h_0 - h_{\pi}) + \\ &+ G_k(h_0 - h_k) = G_{\pi} H_0' \eta_{oi}' + G_k H_0 \eta_{oi}, \quad (7.2) \end{aligned}$$

где N_i' и N_i'' — внутренние мощности ЧВД и ЧНД, кВт; G_0 , G_{π} , G_k — расходы пара соответственно через турбину, ЧВД, ЧНД, кг/с; h_0 , h_{π} , h_k — энтальпии соответственно свежего пара, пара в отборе, отработавшего пара (рис. 7.2, б), кДж/кг; H_0 , H_0' , H_0'' — располагаемые теплоперепады соответствен-

но турбины, ЧВД, ЧНД, кДж/кг; η_{oi} , η_{oi}' , η_{oi}'' — внутренние относительные КПД соответственно турбины, ЧВД, ЧНД; η_m — механический КПД; $\eta_{3, \Gamma}$ — КПД генератора.

Исключив из (7.2) расход пара G_k , поступающего в конденсатор, получим выражение для расхода свежего пара на турбину с отбором пара:

$$\begin{aligned} G_0 &= \frac{N_i}{h_0 - h_k} + G_{\pi} \frac{h_{\pi} - h_k}{h_0 - h_k} = \frac{1}{H_i} (N_i + G_{\pi} H_i'') = \\ &= \frac{N_3}{H_i \eta_m \eta_{3, \Gamma}} + G_{\pi} \frac{H_i''}{H_i}. \quad (7.3) \end{aligned}$$

При постоянных использованных теплоперепадах ЧНД H_i'' и всей турбины H_i расход пара на турбину с регулируемым отбором зависит от электрической мощности N_3 и отбора пара G_{π} на тепловое потребление.

Турбины с регулируемым отбором пара обладают некоторыми особенностями, которые необходимо учитывать при их проектировании и эксплуатации.

1. Для турбин с отбором пара характерным является многообразие возможных режимов работы. В зависимости от тепловой нагрузки принято различать две группы режимов: конденсационные и теплофикационные.

Режим работы турбины, когда расход пара в регулируемый отбор равен нулю, называют конденсационным. Он идентичен режиму работы конденсационной турбины.

Теплофикационные режимы характеризуются наличием тепловой нагрузки. В зависимости от ее характера турбины могут иметь режим работы по тепловому или электрическому графику. При работе турбины по тепловому графику электрическая мощность определяется тепловой нагрузкой и не может быть изменена без соответствующего изменения теплового потребления. На таких режимах регулирующие органы ЧНД находятся в неподвижном положении, а изменение нагрузки теплового потребителя и мощности турбины обеспечивается органами парораспределения ЧВД. При этом возможен режим работы турбины с противодавлением, когда регулирующие органы ЧНД закрыты и весь пар направляется в регулируемый отбор. В таком режиме через ЧНД принудительно пропускается некоторое количество пара для отвода теплоты трения и вентиляции вращающихся элементов ротора. На режимах работы турбины по электрическому

графику регулирующие органы ЧНД могут иметь произвольную степень открытия. Для турбин с регулируемым отбором пара, работающих по электрическому графику с независимым заданием электрической нагрузки, характерны наличие тепловой нагрузки, которая ограничивает возможность снижения электрической мощности ниже некоторого минимального значения, определяемого регулируемым отбором пара, и возможность увеличивать электрическую мощность вплоть до максимальной за счет пропуска пара в конденсатор.

2. Многообразие возможных режимов работы турбин с отбором пара определяет изменение в широком диапазоне количества пара, протекающего через ЧВД. Поэтому в турбинах с отбором пара применяют сопловое парораспределение.

3. В турбине с отбором пара (рис. 7.2) регулированию подвергаются потоки пара, поступающие как в ЧВД, так и в ЧНД, причем давление пара, отводимого к тепловому потребителю, поддерживается постоянным и не зависящим от мощности турбины и расхода пара.

Если в результате неправильной работы системы регулирования регулирующие органы ЧНД закроются раньше, чем регулирующие клапаны ЧВД, то корпус ЧВД и примыкающие к нему трубопроводы могут оказаться под полным давлением пара, идущего из котла, что приведет к механическим повреждениям этих элементов турбоустановки. Для предотвращения возможных аварийных ситуаций на паропроводе, связанном с камерой отбора, обязательно устанавливаются предохранительный клапан 11 (рис. 7.2).

4. К турбине с регулируемым отбором пара примыкает паропровод отбираемого пара, имеющий, как правило, большую емкость. Если при внезапном отключении генератора не закроются регулирующие органы ЧНД, то пар из паропровода отбора может пойти через ЧНД в конденсатор. При этом пар, расширяясь в ЧНД, может разогнать турбину до частоты вращения, вызывающей ее разрушение. Для предохранения турбины от такого разгона на паропроводах как регулируемых, так и нерегулируемых отборов обязательно устанавливают обратные клапаны 5. Кроме того, предусмотрено принудительное закрытие отсечного клапана 4 и регулирующих органов 6 одновременно с закрытием регулирующего 7 и стопорного 8 клапанов на линии подвода свежего пара в турбину (рис. 7.2).

5. Когда линия отбора пара питается от нескольких турбин, возможно существенное понижение давления в ней при аварийной остановке одной

из турбин. При этом резко возрастает перепад давлений на диафрагмах последних ступеней ЧВД турбин, оставшихся в работе, что может привести к их механическим повреждениям. Эта опасность тем больше, чем выше давление отбираемого пара. Для повышения надежности работы турбины должно быть предусмотрено устройство, отключающее доступ пара в турбину или линию отбора при внезапном повышении перепада давлений на последней ступени ЧВД. В теплофикационных турбинах такой опасности не существует, так как диафрагма последней ступени ЧВД этих турбин рассчитана на уменьшение давления в отборе до нуля.

7.3. ТУРБИНЫ С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ И РЕГУЛИРУЕМЫМ ОТБОРОМ ПАРА

Турбины с противодавлением и регулируемым отбором пара типа ПР устанавливают на ТЭЦ в тех случаях, когда для обеспечения нужд теплового потребителя необходимо иметь пар двух различных давлений (например, для отопительных и промышленных целей).

Принципиальная схема установки с турбиной типа ПР показана на рис. 7.3. Свежий пар подводится к турбине с параметрами p_0 , t_0 и расширяется в ЧВД 1 до давления p_{Π} , необходимого для производственного теплового потребителя 9. Далее поток пара разветвляется: часть пара (G_{Π}) направляется к производственному тепловому потребителю 9, а оставшийся пар в количестве G_T через регулирующие

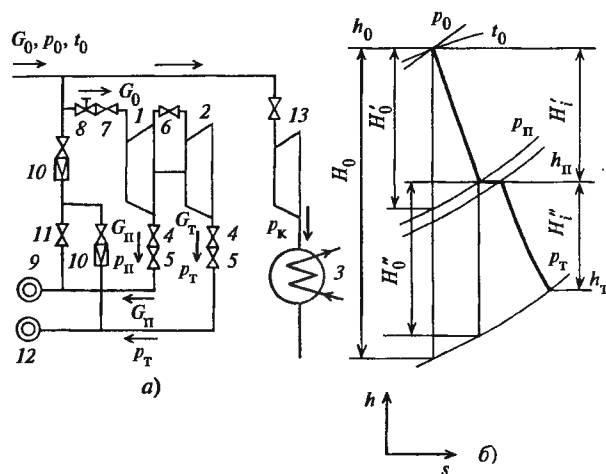


Рис. 7.3. Принципиальная схема (а) и процесс расширения пара в h, s -диаграмме (б) турбинной установки с противодавлением и регулируемым отбором пара

органы 6 проходит в ЧНД 2, где расширяется до давления p_T , которое определяется потребителем теплоты низкого потенциала 12 (система отопления, а также горячее водоснабжение).

Поскольку турбина с противодавлением и отбором пара рационально может быть использована лишь при работе по тепловым графикам обоих потребителей теплоты, параллельно с такой турбиной обычно бывает включена конденсационная турбина 13, которая воспринимает колебания электрической нагрузки. Остальное оборудование турбоустановки, изображенной на рис. 7.3, такое же, как и у турбины с одним регулируемым отбором пара (см. рис. 7.2), и имеет те же обозначения.

Развиваемая турбиной с противодавлением и отбором пара внутренняя мощность определяется нагрузкой тепловых потребителей и составляет

$$N_i = \frac{N_3}{\eta_m \eta_{3,г}} = G_0(h_0 - h_{\Pi}) + G_T(h_{\Pi} - h_T) =$$

$$= G_0 H'_0 \eta'_{oi} + G_T H''_0 \eta''_{oi} = G_{\Pi} H'_0 \eta'_{oi} + G_T H_0 \eta_{oi}, \quad (7.4)$$

где G_0 , G_{Π} , G_T , h_0 , h_{Π} , h_T — расходы и энтальпии свежего пара и пара, идущего в производственный и отопительный отборы; H_0 , H'_0 , H''_0 , η_{oi} , η'_{oi} , η''_{oi} — располагаемые теплоперепады и внутренние относительные КПД турбины, ЧВД и ЧНД.

Существенным недостатком турбин с противодавлением и отбором пара является неполное использование электрического оборудования установки в периоды сокращенного теплового потребления.

7.4. ТУРБИНЫ С ДВУМЯ РЕГУЛИРУЕМЫМИ ОТБОРАМИ ПАРА

Для одновременного обслуживания двух тепловых потребителей с различными параметрами пара значительное преимущество перед турбинами с противодавлением имеют турбины с двумя регулируемыми отборами пара (типа ПТ). Турбина такого типа делится на три самостоятельных отсека (рис. 7.4, а): группа ступеней, размещенных до промышленного отбора, — ЧВД (1); группа ступеней, расположенных между отборами, — ЧСД (13) и группа ступеней, расположенных от теплофикационного отбора до конденсатора, — ЧНД (2). Свежий пар в количестве G_0 и с параметрами p_0 , t_0 расширяется в ЧВД до давления p_{Π} , при котором часть пара (G_{Π}) отбирается для промышленного

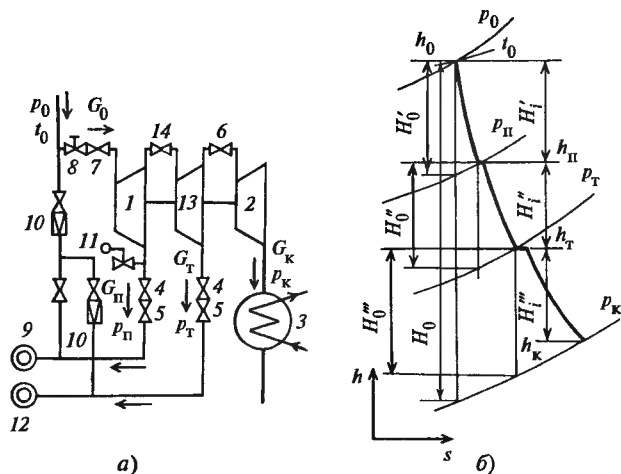


Рис. 7.4. Принципиальная схема (а) и процесс расширения пара в h, s -диаграмме (б) турбинной установки с двумя регулируемыми отборами пара

теплового потребителя 9. Далее пар в количестве $G = G_0 - G_{\Pi}$ проходит через регулирующие клапаны 14 в ЧСД 13, где происходит его расширение до давления p_T , при котором производится теплофикационный отбор (G_T) для низкопотенциального потребителя теплоты 12. Оставшаяся часть пара в количестве $G_K = G_0 - G_{\Pi} - G_T$ поступает в ЧНД 2 и расширяется там до давления в конденсаторе p_K . Остальное оборудование турбоустановки с двумя отборами пара такое же, как и у турбины с одним регулируемым отбором пара (см. рис. 7.2), и имеет те же обозначения.

Внутренняя мощность N_i , кВт, развиваемая турбиной с двумя регулируемыми отборами пара (без учета отборов на регенерацию), определяется как сумма мощностей всех ее частей (рис. 7.4, б):

$$N_i = \frac{N_3}{\eta_m \eta_{3,г}} = N'_i + N''_i + N'''_i = G_0 H'_0 \eta'_{oi} +$$

$$+ (G_0 - G_{\Pi}) H''_0 \eta''_{oi} + (G_0 - G_{\Pi} - G_T) H_0 \eta_{oi}. \quad (7.5)$$

Решая (7.5) относительно G_0 , получаем выражение для расхода пара на турбину с двумя регулируемыми отборами:

$$G_0 = \frac{N_3}{H_0 \eta_{oi} \eta_m \eta_{3,г}} + G_{\Pi} \frac{H''_0 \eta''_{oi} + H'''_0 \eta'''_{oi}}{H_0 \eta_{oi}} +$$

$$+ G_T \frac{H'''_0 \eta'''_{oi}}{H_0 \eta_{oi}}. \quad (7.6)$$

В (7.5) и (7.6) приняты следующие обозначения: N_i', N_i'', N_i''' — внутренние мощности соответственно ЧВД, ЧСД, ЧНД, кВт; $G_0, G_{\text{п}}, G_{\text{т}}$ — расходы соответственно свежего пара и пара, идущего в производственный и отопительный отборы, кг/с; H_0, H_0', H_0'', H_0''' — располагаемые теплоперепады соответственно турбины, ЧВД, ЧСД, ЧНД, кДж/кг (рис. 7.4, б); $\eta_{oi}, \eta_{oi}', \eta_{oi}'', \eta_{oi}'''$ — внутренние относительные КПД соответственно турбины, ЧВД, ЧСД, ЧНД.

7.5. ТУРБИНЫ С ДВУМЯ ОТОПИТЕЛЬНЫМИ ОТБОРАМИ ПАРА

Современные теплофикационные турбины мощностью 50 МВт и выше имеют два отопительных регулируемых отбора пара для ступенчатого подогрева сетевой воды, осуществляемого в нескольких последовательно расположенных подогревателях. Необходимое давление отбираемого пара определяется температурой воды на выходе из каждой ступени подогрева. Для подогрева сетевой воды используют 70—80 % расхода пара на турбину, а разность температур подогрева сетевой воды составляет 40—50 °С.

Принципиальная схема турбоустановки с двумя отопительными отборами (верхним 4 и нижним 5) представлена на рис. 7.5, а.

Свежий пар в количестве G_0 с параметрами p_0 и t_0 подводится к турбине через стопорный 8 и регу-

лирующий 7 клапаны. В ЧВД 1 пар расширяется до давления в нижнем отопительном отборе 5 и затем через регулирующий орган 6 направляется в ЧНД 2. Остальное оборудование турбоустановки с двумя отопительными отборами пара аналогично оборудованию турбины с двумя отборами пара (см. рис. 7.4). В верхний отбор 4 пар с расходом G_1 отбирается при давлении p_1 и с энтальпией h_1 (рис. 7.5, б), а в нижний отбор 5 пар с расходом G_2 — при параметрах p_2 и h_2 . Поскольку в турбине имеется только один регулирующий орган ЧНД, то регулируемое давление одновременно может поддерживаться только в одном из двух отопительных отборов пара: в верхнем — при включенных обоих отборах, в нижнем — при включенном нижнем отборе.

Установка для подогрева сетевой воды состоит из двух подогревателей (бойлеров) 9 и 10 поверхностного типа. Требуемая температура сетевой воды, направляемой тепловому потребителю, определяется давлением пара верхнего отбора. Распределение тепловой нагрузки между верхним и нижним отборами определяется температурами сетевой воды до и после сетевых подогревателей, расходом сетевой воды и электрической нагрузкой.

Внутренняя мощность турбины N_i , кВт, с двумя отопительными отборами пара определяется по выражению (без учета регенеративных отборов)

$$N_i = \frac{N_3}{\eta_{\text{м}} \eta_{3, \Gamma}} = G_0 H_i' + (G_0 - G_1) H_i'' + (G_0 - G_1 - G_2) H_i''' \quad (7.7)$$

Тепловая нагрузка турбины $Q_{\text{т}}$, кВт, составляет

$$Q_{\text{т}} = W_{\text{с}} c_{\text{в}} (t_{2\text{с}} - t_{1\text{с}}) = G_1 (h_1 - h_1') + G_2 (h_2 - h_2') \quad (7.8)$$

В формулах (7.7) и (7.8) приняты следующие обозначения: G_0, G_1, G_2 — расходы пара соответственно на турбину, в верхний и нижний отопительный отборы, кг/с; H_i', H_i'', H_i''' — использованные теплоперепады ступеней турбины до верхнего отбора, между отборами и ЧНД (см. рис. 7.5, б), кДж/кг; $W_{\text{с}}$ — расход сетевой воды, кг/с; $c_{\text{в}} = 4,19$ кДж/(кг · К) — теплоемкость воды; $t_{1\text{с}}, t_{2\text{с}}$ — температуры воды на входе и выходе из подогревателей, °С; h_1, h_2 — энтальпии пара в верхнем и нижнем отопительных отборах, кДж/кг; h_1', h_2' —

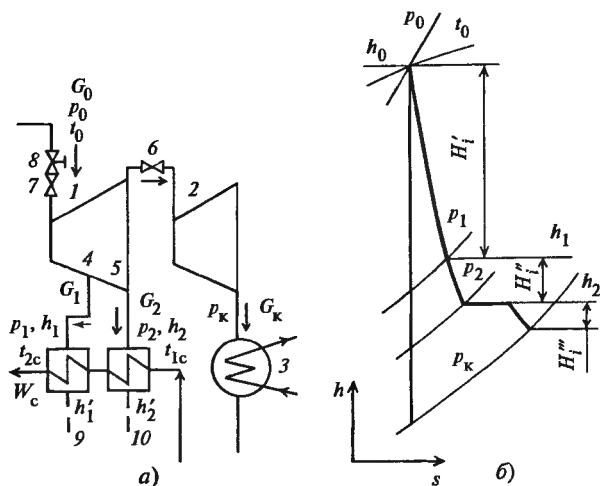


Рис. 7.5. Принципиальная схема (а) и процесс расширения пара в h, s -диаграмме (б) турбинной установки с двухступенчатым отбором пара

энтальпии конденсата греющего пара в подогревателях 9 и 10, кДж/кг.

Турбины с двухступенчатым отбором пара могут иметь разнообразные теплофикационные режимы работы в зависимости от соотношения тепловой и электрической нагрузок. При режимах работы по тепловому графику при заданной тепловой нагрузке Q_T регулирующий орган 6 перед ЧНД закрыт. Мощность турбины определяется тепловой нагрузкой, а расход пара через ЧНД ограничивается значением $G_{к.мин}$, определяемым условиями надежной работы турбины. При работе турбины по электрическому графику возможны независимые изменения тепловой и электрической нагрузок. Регулирующий орган 6 открыт частично или полностью, что позволяет при постоянной тепловой нагрузке пропустить через турбину дополнительный расход свежего пара, поступающего через ЧНД в конденсатор 3 (см. рис. 7.5). Этот расход обеспечивает получение дополнительной мощности по сравнению с режимом работы по тепловому графику с той же тепловой нагрузкой. Таким образом, расход пара через ЧНД зависит от заданной электрической нагрузки.

7.6. ПРИМЕНЕНИЕ ВСТРОЕННЫХ ПУЧКОВ В КОНДЕНСАТОРАХ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

В турбинах с регулируемым отбором пара при режимах работы с тепловой нагрузкой не допускается нулевой пропуск пара в конденсатор. Минимальный пропуск, служащий для охлаждения ступеней ЧНД, определяется конструкцией турбины (размерами облопачивания ЧНД, плотностью регулирующих органов ЧНД и т.п.) и режимом ее работы (вакуум, давление в камере отбора).

Теплота пара, поступающего в конденсатор, передается циркуляционной воде и не используется в цикле электростанции. Циркуляционной воде передается также теплота пара, поступающего в теплообменники, находящиеся на линии рециркуляции: сальниковый подогреватель и холодильники эжекторов. Для утилизации этой теплоты часть поверхности конденсатора выделяется в специальный *теплофикационный пучок*. В трубки пучка предусмотрен подвод как циркуляционной воды, так и воды тепловых сетей. Площадь поверхности встроенного пучка составляет примерно 15 % общей площади поверхности конденсатора.

Конструкция конденсатора со встроенным пучком, имеющим самостоятельные водяные камеры и

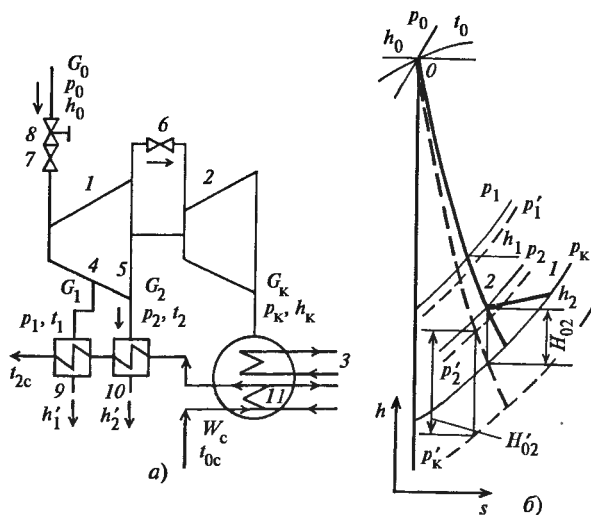


Рис. 7.6. Принципиальная схема (а) и процесс расширения пара в h, s -диаграмме (б) турбинной установки с двухступенчатым отбором пара и встроенным теплофикационным пучком

общее с основной поверхностью паровое пространство, является типовым решением для теплофикационных турбин мощностью 50 МВт и выше.

Принципиальная схема турбинной установки со встроенным теплофикационным пучком в конденсаторе представлена на рис. 7.6, а. К основному пучку труб конденсатора 3 предусмотрен подвод только циркуляционной воды, а к встроенному пучку 11 — циркуляционной воды и воды тепловых сетей (обратной сетевой или подпиточной). Остальное оборудование турбоустановки имеет то же назначение и обозначение, как и в турбинной установке с двухступенчатым отбором пара (см. рис. 7.5).

При режиме работы с конденсационной выработкой электроэнергии в основной и встроенный пучки поступает только циркуляционная вода. При работе по тепловому графику подвод циркуляционной воды к основному и встроенному пучкам отключается и встроенный пучок охлаждается сетевой или подпиточной водой. В этом случае регулирующий орган 6 ЧНД (см. рис. 7.6, а) закрыт и турбина работает в режиме, аналогичном режиму работы турбины с противодавлением. Одновременно исключается возможность независимого задания тепловой и электрических нагрузок, так как электрическая мощность турбины при таком режиме работы определяется значением и параметрами тепловой нагрузки.

Перевод турбины на работу с использованием встроенного пучка вызывает перераспределение давлений и теплоперепадов по ступеням. На

рис. 7.6, б изображен тепловой процесс расширения пара в турбине в h, s -диаграмме при работе на конденсационном режиме (штриховые линии) и с включенным теплофикационным пучком (сплошные линии). Для ЧВД турбины режим работы с включенным встроенным пучком связан с увеличением давлений в регулируемых отборах ($p_1 > p'_1$; $p_2 > p'_2$), что приводит к снижению мощности турбины, вырабатываемой на потоках пара в отборы. В ЧНД турбины вследствие ухудшения вакуума в конденсаторе резко снижается располагаемый теплоперепад ($H'_{02} > H_{02}$), и ее ступени работают с большим отношением скоростей u/c_ϕ и меньшим КПД. В отдельных случаях потери энергии в ЧНД превышают ее располагаемый теплоперепад, тогда ступени ЧНД работают с отрицательным КПД и потребляют мощность (линия 1—2 на рис. 7.6, б). При таких режимах за счет возрастания температуры пара, проходящего через ЧНД, ухудшается температурный режим выходного патрубка турбины.

7.7. ДИАГРАММЫ РЕЖИМОВ

В общем случае *диаграмма режимов* выражает в графической форме зависимость между электрической мощностью турбины $N_э$, расходом пара G_0 , тепловой нагрузкой потребителя Q_n (Q_T), давлением пара, отпускаемого потребителю p_n (p_T), параметрами свежего пара p_0 , t_0 , расходом охлаждающей воды W_c и другими величинами, определяющими режим работы турбоустановки:

$$F(N_э, G_0, Q_n, Q_T, p_n, p_T, W_c, \dots) = 0. \quad (7.9)$$

Уравнение (7.9) графически представляется на плоскости в том случае, если число переменных не превышает трех. В противном случае изображение диаграммы режимов на плоскости может быть получено только при замене действительной взаимосвязи переменных приближенными зависимостями, что вносит погрешность в диаграмму тем большую, чем больше число переменных в уравнении (7.9). Поэтому целесообразно ограничить число независимых параметров, участвующих в диаграмме режимов. При этом следует учитывать, что влияние отдельных параметров на мощность не одинаково. Для обеспечения конечной высокой точности диаграмму режимов выполняют в виде нескольких самостоятельных графиков. Основной график, обычно называемый диаграммой режимов, выражает за-

висимость между мощностью турбины и расходом пара. Дополнительные графики, называемые поправочными кривыми к диаграмме режимов, определяют влияние изменения каждого из остальных параметров уравнения (7.9) на мощность турбины. В состав диаграммы режимов входят также некоторые вспомогательные кривые: зависимости температуры питательной воды от расхода свежего пара, а также возможного минимального давления в регулируемом отборе от расходов пара и отбора и др.

Основная диаграмма может быть выполнена с высокой точностью, поскольку число переменных ограничено. Поправочные кривые выполняют обычно с некоторой погрешностью. Однако погрешность поправочной кривой незначительно увеличивает общую погрешность диаграммы режимов, так как абсолютное значение самих поправок составляет, как правило, несколько процентов общей мощности турбины.

Наличие диаграммы режимов позволяет графически установить связь между параметрами уравнения (7.9) и выделить область возможных режимов работы турбоустановки. Наглядность представления, удобство пользования и достаточная точность определили широкое использование диаграммы режимов при проектировании и эксплуатации тепловых электростанций.

Диаграмма режимов турбины с противодавлением типа Р. Диаграмма режимов выражает зависимость расхода свежего пара G_0 от электрической мощности $N_э$ и противодавления p_n :

$$G_0 = f(N_э, p_n), \quad (7.10)$$

которая может быть представлена на плоскости в соответствии с имеющимися опытными или расчетными данными. Из трех параметров уравнения (7.10) наименьшее влияние имеет конечное давление пара p_n , и поэтому диаграмма режимов турбины с противодавлением выполняется (рис. 7.7) в виде сетки кривых $G_0 = f(N_э)$, полученных в результате пересечения трехмерной поверхности, описываемой уравнением (7.10), плоскостями $p_n = \text{const}$.

Диаграмма режимов турбины с одним регулируемым отбором пара. В общем случае диаграмма режимов выражает зависимость между электрической мощностью $N_э$, расходами пара на турбину G_0 и в отбор G_n и давлением пара p_n , идущего в отбор:

$$G_0 = f(N_э, G_n, p_n). \quad (7.11)$$

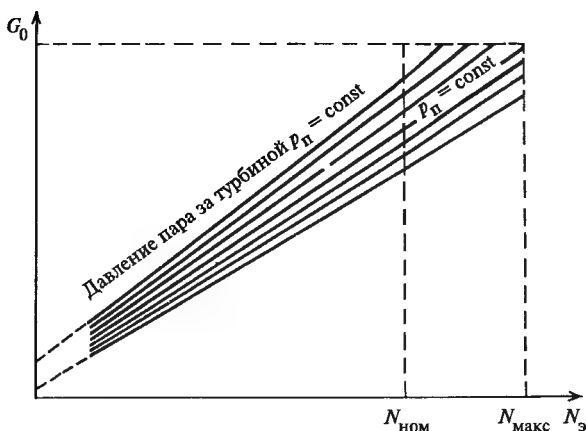


Рис. 7.7. Диаграмма режимов турбины с противодавлением

Из этого уравнения можно исключить давление отбора p_{Π} , заменив его влияние поправочными кривыми, которые могут быть выполнены с относительно малой погрешностью. Тогда зависимость (7.11) может быть построена на плоскости в виде серии кривых $G_0 = f(N_3)$ при $G_{\Pi} = \text{const}$.

Рассмотрим пример построения диаграммы режимов турбины с отбором пара приближенным методом, основанным на использовании линеаризованной зависимости расхода пара на турбину G_0 от мощности N_3 и расхода пара в отбор G_{Π} :

$$\begin{aligned} G_0 &= G_{к.о} + y_{\Pi} G_{\Pi} = G_{к.х} + r_{\kappa} N_3 + y_{\Pi} G_{\Pi} = \\ &= G_{к.х} + d_{\Pi} (1 - x) N_3 + y_{\Pi} G_{\Pi}, \end{aligned} \quad (7.12)$$

где $G_{к.о} = G_{к.х} + r_{\kappa} N_3$ — расход пара на турбину при конденсационном режиме работы без отбора, кг/ч; $G_{к.х}$ — расход пара при холостом ходе турбины без отбора, кг/ч; $r_{\kappa} = (G_0 - G_{к.х})/N_3$ — удель-

ный прирост расхода пара при конденсационном режиме, кг/(кВт · ч); $y_{\Pi} = (h_{\Pi} - h_{\kappa}) / (h_0 - h_{\kappa})$ — отношение использованных теплоперепадов ЧНД и всей турбины (коэффициент недовыработки мощности паром отбора); $d_{\Pi} = G_{\text{ном}} / N_{\text{ном}}$ — удельный расход пара при номинальной нагрузке и конденсационном режиме работы, кг/(кВт · ч); $x = G_{к.х} / G_0$ — коэффициент холостого хода.

Основой диаграммы режимов являются граничные линии, построенные для наиболее характерных режимов работы турбины.

Конденсационный режим. Математически зависимость расхода пара от мощности определяется выражением (7.12) при $G_{\Pi} = 0$:

$$G_0 = G_{к.о} = G_{к.х} + d_{\Pi} (1 - x) N_3. \quad (7.13)$$

Графически (рис. 7.8) построение линии конденсационного режима производится по двум точкам: точке K , ордината которой соответствует максимальному расходу пара, идущего в конденсатор, при номинальной электрической мощности $N_{\text{ном}}$, и точке O_1 , определяющей расход пара на турбину $G_{к.х}$ при нулевой мощности (холостом ходе). На оси абсцисс линия конденсационного режима, проходящая через точки K и O_1 , отсекает отрезок OO_2 , условно определяющий потери мощности турбины $\Delta N_{х.х}$ на преодоление сопротивления холостого хода.

В действительности зависимость $G_0 = f(N_3)$ при конденсационном режиме отличается от прямой и имеет более сложный вид, определяемый системой парораспределения, характерами изменения внутреннего относительного КПД, температуры отработавшего в ЧВД пара и т.п.

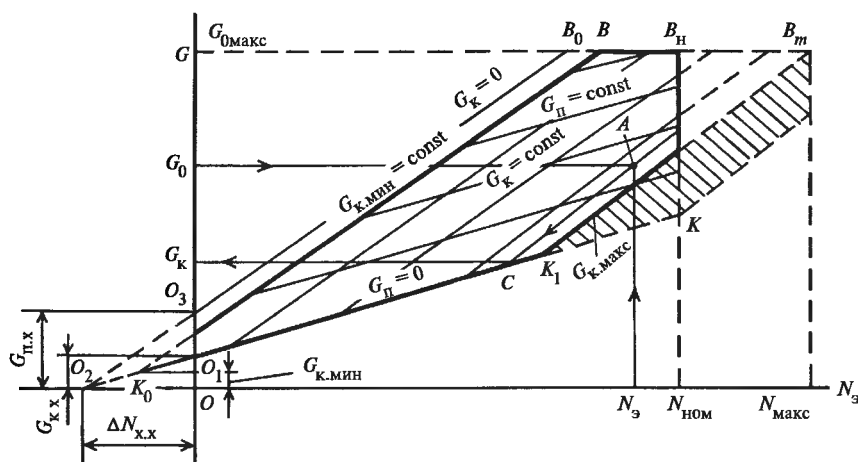


Рис. 7.8. Диаграмма режимов турбины с одним регулируемым отбором пара

Режим работы турбины с противодавлением. Изменение расхода пара на турбину определяется выражением (7.12) при $G_k = 0$ и $G_0 = G_{\Pi}$:

$$G_0 = G_{0,\Pi} = G_{\Pi} = G_{k,x} + d_n(1-x)N_3 + y_{\Pi}G_0,$$

$$G_0 = \frac{G_{k,x}}{1-y_{\Pi}} + \frac{d_n(1-x)}{1-y_{\Pi}} N_3 = G_{\Pi,x} + r_{\Pi}N_3, \quad (7.14)$$

где $G_{\Pi,x} = G_{k,x} / (1 - y_{\Pi})$ — расход пара на холостой ход при режиме с противодавлением, кг/с; $r_{\Pi} = r_k(1 - y_{\Pi})$ — удельный прирост расхода пара при работе турбины с противодавлением, кг/(кВт·ч).

Так как коэффициент недовыработки y_{Π} всегда меньше единицы, расход пара на холостой ход и удельный прирост расхода пара при работе турбины с противодавлением выше, чем при конденсационном режиме в $(1 - y_{\Pi})^{-1}$ раз:

$$G_{\Pi,x} > G_{k,x}, \quad r_{\Pi} > r_k.$$

Это объясняется значительно меньшим тепловыделением в турбине до отбора по сравнению с полным тепловыделением до конденсатора и соответственно большим удельным расходом пара.

Приближенная зависимость расхода пара от мощности в случае, когда весь пар после ЧВД поступает в отбор, в диаграмме режимов (рис. 7.8) изображается прямой линией, проходящей через точку O_2 , характеризующую потерю мощности на холостом ходе, и точку O_3 , в которой $G_0 = G_{\Pi,x}$. Точка B_0 , лежащая на линии конденсационного режима $G_k = 0$, соответствует режиму работы с максимальным расходом пара через турбину.

В действительности при работе турбины с противодавлением через конденсатор пропускается незначительный расход пара $G_{k,\min}$, который определяется условиями надежной работы элементов ЧНД турбины (5—10 % расхода пара на турбину). В качестве линии режимов работы турбины с противодавлением и минимальным расходом пара в конденсатор, удовлетворяющей уравнению (7.13), следует рассматривать прямую K_0B , параллельную O_2B_0 и расположенную ниже нее. Ордината точки K_0 характеризует минимальный расход пара в конденсатор $G_{k,\min}$.

Режим работы с постоянным отбором пара ($G_{\Pi} = \text{const}$). Характеристики турбины с постоянным отбором пара строят по уравнению (7.12). Из сравнения (7.12) и (7.13) легко установить, что характеристики конденсационного режима и режима

работы с постоянным отбором отличаются друг от друга на постоянную величину $y_{\Pi}G_{\Pi}$. Следовательно, на диаграмме режимов линии, изображающие режим $G_{\Pi} = \text{const}$, будут располагаться параллельно линии конденсационного режима.

Левой границей характеристик турбины при $G_{\Pi} = \text{const}$ служит линия работы турбины с противодавлением, на которой $G_{\Pi} = G_{k,\min}$ (при отсутствии нерегулируемых отборов пара), а правой — линия KB_n постоянной номинальной мощности турбины $N_{\text{ном}}$. Верхняя часть диаграммы режимов ограничивается отрезком BB_n на линии максимального расхода пара через турбину $G_{0\text{ макс}} = \text{const}$ между линиями $G_{k,\min} = \text{const}$ и $N_{\text{ном}} = \text{const}$.

Номинальный отбор пара $G_{\Pi,\text{ном}}$ отвечает номинальной электрической мощности $N_{\text{ном}}$ и максимальному расходу пара на турбину $G_{0\text{ макс}}$ (точка B_n). Если максимальный расход пара на турбину достигается при работе с противодавлением при электрической мощности меньше номинальной, то возможен отбор пара больше номинального, так называемый предельный отбор, определяемый в точке B пересечения линий $G_{k,\min} = \text{const}$ и $G_{0\text{ макс}} = \text{const}$.

Кроме обязательного семейства линий, определяющих зависимость мощности турбины от расхода пара при различных значениях отборов $G_{\Pi} = \text{const}$, диаграмма режимов имеет сетку линий $G_k = \text{const}$ при постоянных расходах пара в конденсатор (ЧНД). Линии $G_k = \text{const}$ представляют собой прямые, параллельные характеристике режима работы турбины с противодавлением $G_{k,\min} = \text{const}$. Из этого семейства линий существенное значение имеет линия $G_{k,\text{макс}} = \text{const}$, отвечающая максимальному расходу пара в конденсатор. Обычно от теплофикационной турбины с конденсацией пара требуется полное развитие электрической мощности на чисто конденсационном режиме. В этом случае нижняя линия диаграммы $G_{\Pi} = 0$ достигает линии $N_{\text{ном}} = \text{const}$ в точке K при $G_k = G_{k,\text{макс}}$. Если же отбор пара устойчивый и обеспеченный на длительный период работы турбоустановки, то нижней границей правой части диаграммы служит линия $G_{k,\text{макс}} = \text{const}$, проходящая параллельно линии $G_{k,\min} = \text{const}$ выше точки K пересечения линий $G_{\Pi} = 0$ и $N_{\text{ном}}$. При этом номинальная электрическая мощность достигается при определенном значении отбора.

При одновременном максимальном пропуске пара через ЧВД и ЧНД турбина может развивать максимальную мощность $N_{\text{макс}}$. Эта мощность определяется абсциссой точки B_m пересечения линий $G_{0\text{ макс}} = \text{const}$ и $G_{\text{к макс}} = \text{const}$. Максимальная мощность турбины регламентирована ГОСТ 3618-82 в размере до 20 % выше номинальной.

Если принять, что расход пара через ЧНД не должен превышать максимальный, то из диаграммы (рис. 7.8) видно, что при конденсационном режиме ($G_{\text{п}} = 0$) мощность турбины (точка K_1) будет меньше максимальной. Такое ограничение мощности турбины с регулируемым отбором пара при работе на конденсационном режиме является неоправданным. Номинальную мощность при конденсационном режиме можно получить за счет увеличения расхода пара через ЧНД, что обеспечивается повышением давления пара перед ЧНД. Режимы с расходами пара через ЧНД, превышающими ее пропускную способность при полностью открытых регулирующих органах ЧНД и номинальном давлении пара в регулируемом отборе, в диаграмме режимов выделяются в область «повышенного давления в регулируемом отборе», которая на рис. 7.8 заштрихована.

Диаграмма режимов позволяет по двум заданным членам выражения (7.11) найти третий. Определение расхода отбираемого пара $G_{\text{п}}$ при известных мощности турбины N_3 и расходе пара G_0 происходит следующим образом. По N_3 и G_0 находят точку A , характеризующую заданный режим работы турбины (рис. 7.8). Через точку A проводят линию постоянного расхода пара в ЧНД. Ордината точки C пересечения этой линии и линии конденсационного режима $G_{\text{п}} = 0$ определяет расход пара в ЧНД $G_{\text{к}}$. Расход отбираемого пара найдется как разность $G_{\text{п}} = G_0 - G_{\text{к}}$.

Расход свежего пара G_0 при известных мощности турбины N_3 и расходе отбираемого пара $G_{\text{п}}$ определяется ординатой точки пересечения линий $N_3 = \text{const}$ и $G_{\text{п}} = \text{const}$.

Мощность турбины N_3 при известных расходах свежего G_0 и отбираемого $G_{\text{п}}$ пара определяется абсциссой точки пересечения линий $G_0 = \text{const}$ и $G_{\text{п}} = \text{const}$.

Диаграмма режимов турбины с двумя регулируемыми отборами пара. Диаграмма выражает зависимость между мощностью турбины N_3 , расхо-

дом пара на турбину G_0 , расходами пара в верхний (производственный) $G_{\text{п}}$ и нижний (теплофикационный) $G_{\text{т}}$ отборы:

$$G_0 = f(N_3, G_{\text{п}}, G_{\text{т}}). \quad (7.15)$$

Влияние остальных параметров уравнения (7.9) учитывается поправочными кривыми.

При построении диаграммы режимов турбины с двумя регулируемыми отборами пара условно она заменяется фиктивной турбиной с одним верхним отбором пара. Теплофикационный отбор принимается равным нулю, а пар направляется в ЧНД турбины и производит там дополнительную мощность

$$\Delta N_{\text{т}} = G_{\text{т}} H_i'' \eta_{\text{м}} \eta_{\text{э.г}} = k G_{\text{т}}, \quad (7.16)$$

где H_i'' — использованный теплоперепад ЧНД; k — коэффициент пропорциональности.

С учетом (7.16) выражение (7.15) можно привести к виду

$$N_3 = N_{\text{э.усл}} - \Delta N_{\text{т}} = f(G_0, G_{\text{п}}) - G_{\text{т}} H_i'' \eta_{\text{м}} \eta_{\text{э.г}}, \quad (7.17)$$

где $N_{\text{э.усл}} = f(G_0, G_{\text{п}})$ — мощность, развиваемая условной турбиной при нулевом теплофикационном отборе.

Диаграмма режимов, отвечающая выражению (7.17), может быть выполнена на плоскости в двух квадрантах следующим образом (рис. 7.9). В верхнем квадранте строится зависимость $G_0 = f(N_{\text{э.усл}}, G_{\text{п}})$,

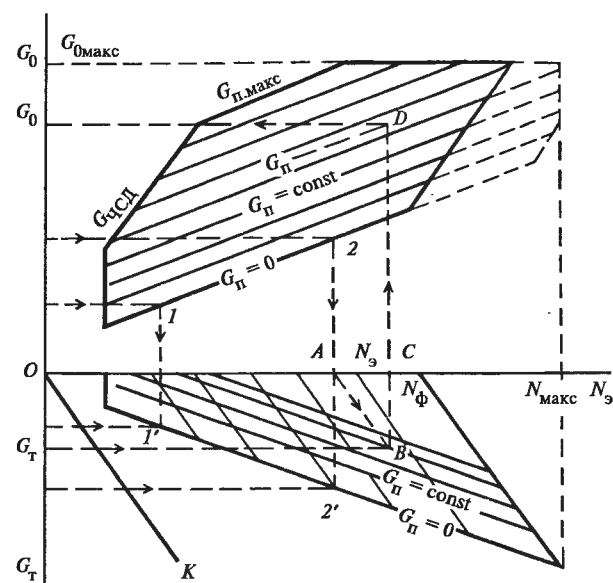


Рис. 7.9. Диаграмма режимов турбины с двумя регулируемым отборами пара

которая выражает диаграмму режимов условной турбины при работе с нулевым расходом пара в отопительный отбор. Ее построение выполняется так же, как и для турбины с одним отбором пара (см. рис. 7.8). Нижней границей этой диаграммы служит линия производственного отбора $G_{\Pi} = 0$. Сверху диаграмма ограничена линиями максимальных расходов пара на турбину $G_{0\text{ макс}} = \text{const}$ и в производственный отбор $G_{\Pi\text{ макс}} = \text{const}$, а также линией $G_{\text{ЧСД}}$, характеризующей количество пара, входящее в ЧСД.

В нижнем квадранте по (7.16) строится линия OK , связывающая нижний отопительный отбор G_T с дополнительной мощностью ΔN_T , и наносится сетка параллельных ей прямых. Кроме того, здесь же наносятся ограничительные линии $G_{\Pi} = \text{const}$ для теплофикационного отбора. Они изображают максимально возможный расход производственного отбора $G_{\Pi\text{ макс}}$, который определяется из общего парового баланса турбины при условии, чтобы расход пара на выходе из ЧСД не превышал расход теплофикационного отбора на значение, требуемое для охлаждения ступеней ЧНД:

$$G_{T\text{ макс}} = G_{0\text{ макс}} - G_{\Pi} - G_{\text{к.мин}}. \quad (7.18)$$

Построение этих ограничительных линий выполняют следующим образом: из произвольно выбранных точек 1 и 2 для одного и того же значения $G_{\Pi} = \text{const}$ проводят вертикально линии вниз. Точки 1' и 2' пересечения этих линий со значениями $G_{T\text{ макс}}$, подсчитанными по формуле (7.18), соединяют для одного значения $G_{\Pi} = \text{const}$ прямой, которая является границей возможных режимов. Снизу от нее работа турбины недопустима из-за $G_T > G_{T\text{ макс}}$.

Пользуясь такой диаграммой (см. рис. 7.9), можно для турбины с двумя регулируемыми отборами пара по трем известным величинам уравнения (7.15) найти четвертую. Пусть, например, заданы N_3 , G_{Π} , G_T . Требуется найти G_0 . Сначала по N_3 и G_T находят N_{Φ} : из точки A заданной мощности N_3 проводят прямую AB , параллельную OK , до пересечения с линией постоянного расхода $G_T = \text{const}$. Отрезок AC изображает дополнительную мощность, выработанную ЧНД за счет дополнительного пропуска пара в количестве G_T . Фиктивная мощность турбины N_{Φ} определяется в точке C . Пользуясь верхней ча-

стью диаграммы режимов, по N_{Φ} определяют искомым расход пара на турбину G_0 как ординату точки D пересечения линий $N_{\Phi} = \text{const}$ и $G_{\Pi} = \text{const}$.

Диаграмма режимов турбины с двумя отопительными отборами пара. Диаграмма выражает зависимость между мощностью турбины N_3 , тепловой нагрузкой Q_T , расходом пара на турбину G_0 , температурой сетевой воды t_{2c} , идущей потребителю:

$$F(N_3, Q_T, G_0, t_{2c}) = 0. \quad (7.19)$$

Диаграмма режимов строится по методу разделения расхода свежего пара на два потока: теплофикационный G_{0T} и конденсационный G_{0K} . Соответственно мощность турбины условно принимается равной сумме мощностей теплофикационного N_{3T} и конденсационного N_{3K} потоков. С учетом этого зависимость (7.19) можно представить в следующем виде:

$$G_0 = f_2(N_{3T}, t_{2c}) + f_3(N_{3K}). \quad (7.20)$$

Диаграмму режимов строят в трех квадрантах (рис. 7.10). В первом (левом верхнем) изображают зависимость расхода пара на турбину от тепловой нагрузки при работе по тепловому графику $G_{0T} = f_1(Q_T, t_{2c})$. Во втором (правом верхнем) квадранте представляют зависимость расхода пара на турбину от ее мощности при различных значениях t_{2c} и работе по тепловому графику $G_{0T} = f_2(N_{3T}, t_{2c})$. Третий (нижний) квадрант характеризует работу турбины по электрическому графику и выражает зависимость конденсационного расхода пара от мощности,

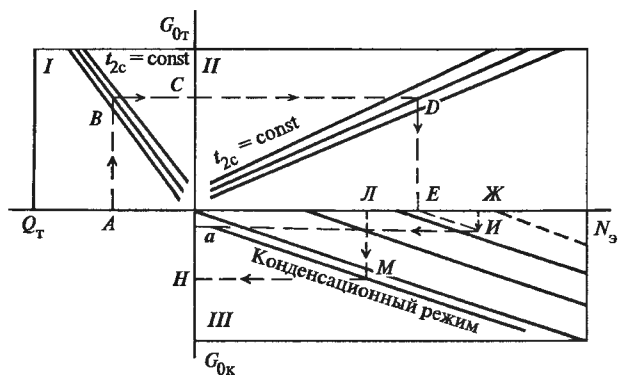


Рис. 7.10. Диаграмма режимов турбины с двумя отопительными отборами пара

вырабатываемой этим потоком $G_{0к} = f_3(N_{э.к})$. Обший расход пара на турбину в соответствии с (7.20) находят суммированием расходов пара, полученных во втором и третьем квадрантах. В третьем квадранте наносят также линию чисто конденсационного режима турбины без тепловой нагрузки (линия a), которая лежит ниже линий $G_{0к} = f(N_{э.к})$.

Приведем примеры использования диаграммы режимов турбины с двумя отопительными отборами пара:

1) определение мощности турбины и расхода пара при работе турбины по тепловому графику и при известных тепловой нагрузке Q_T и температуре сетевой воды $t_{2с}$.

По заданным значениям Q_T и $t_{2с}$ проводят в квадрантах I и II ломаную $ABCDE$ (рис. 7.10). В квадранте I в точке C находят расход пара $G_{0т}$, а в квадранте II в точке E — мощность турбины $N_{э.т}$;

2) определение расхода пара на турбину, работающую по конденсационному режиму, при извест-

ных тепловой нагрузке Q_T , мощности $N_{э}$ и температуре сетевой воды $t_{2с}$.

По заданным значениям Q_T и $t_{2с}$ аналогично предыдущей задаче определяют мощность $N_{э}$, вырабатываемую теплофикационным потоком пара. Разность между заданной мощностью $N_{э}$ и найденным значением $N_{э.т}$ определяет мощность $N_{э.к}$, развиваемую конденсационным потоком пара. Ей соответствует отрезок $EЖ$ на рис. 7.10. Тогда, проводя из точки E линию, эквидистантную зависимости $G_{0к} = f_3(N_{э.к})$, в точке $И$ ее пересечения с линией $N_{э} = \text{const}$ находят расход конденсационного потока пара $G_{0к}$ (ордината точки $И$ в квадранте III на рис. 7.10). Расход пара на турбину определяют суммированием значений $G_{0к}$ и $G_{0т}$;

3) определение расхода пара на турбину при работе ее на чисто конденсационном режиме $G_{0к}$ по заданной мощности $N_{э}$.

В квадранте III по известной мощности $N_{э}$ и кривой a определяют искомое значение расхода пара $G_{0к}$ (линия $ЛМН$).

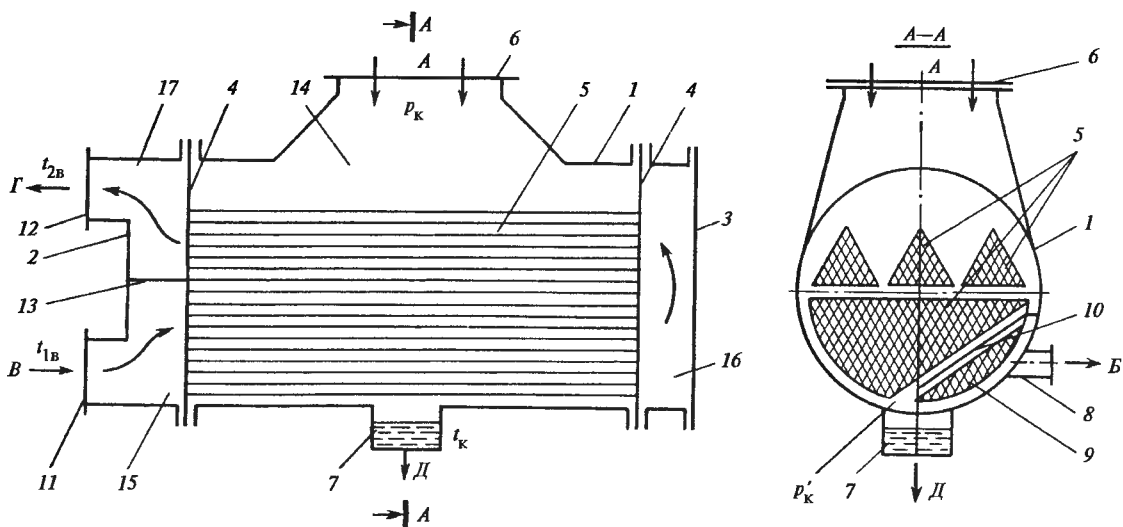


Рис. 8.2. Схема двухходового поверхностного конденсатора:

1 — корпус; 2, 3 — крышки водяных камер; 4 — трубные доски; 5 — конденсаторные трубки; 6 — приемный паровый патрубок; 7 — конденсатосборник; 8 — патрубок отсоса паровоздушной смеси; 9 — воздухоохладитель; 10 — паронаправляющий щит; 11, 12 — входной и выходной патрубки для воды; 13 — разделительная перегородка; 14 — паровое пространство конденсатора; 15–17 — соответственно входная, поворотная и выходная камеры охлаждающей воды; А — вход пара; В — отсос паровоздушной смеси; В, Г — вход и выход охлаждающей воды; Д — отвод конденсата

скими условиями и составляет 25–45 °С, то в конденсаторе поддерживается низкое давление, составляющее в зависимости от режима 3–10 кПа. Чем ниже температура и больше расход охлаждающей среды, тем более глубокий вакуум можно получить в конденсаторе. Образующийся конденсат стекает в нижнюю часть корпуса конденсатора, а затем в конденсатосборник.

Пар, поступающий в конденсатор из выходного патрубка турбины, всегда содержит воздух, попадающий в турбину через неплотности фланцевых соединений, через концевые уплотнения ЦНД и т.п. Наличие воздуха уменьшает теплоотдачу от пара к поверхности охлаждения. Удаление воздуха (точнее, паровоздушной смеси) из конденсатора производится воздухоотсасывающим устройством через патрубок 8. В целях уменьшения объема отсасываемой паровоздушной смеси ее охлаждают в специально выделенном с помощью перегородки 10 отсеке конденсатора — воздухоохладителе 9.

Конденсатор в современных турбинах выполняет и другие функции. Например, при пусках и остановках, когда котел вырабатывает большее количество пара, чем требуется турбине, или когда параметры пара не соответствуют необходимым, его направляют (после предварительного охлаждения) в конденсатор, не допуская потерь дорогостоящего рабочего тела путем его выброса в атмосферу. Для возможности приема такого «сбросного» пара кон-

денсатор оборудуется специальным приемно-сбросным устройством.

Кроме того, в конденсатор обычно направляют конденсат из коллекторов дренажей паропроводов, уплотнений, некоторых подогревателей и вводят добавку химически очищенной воды для восполнения потерь конденсата в цикле.

8.2. ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ В КОНДЕНСАТОРЕ

В конденсатор, как отмечалось выше, поступает не чистый пар, а смесь пара с неконденсирующимися газами (в основном с воздухом), которую принято называть *паровоздушной смесью*. Отношение количества воздуха G_B , попадающего в конденсатор, к количеству конденсируемого пара G_K называют *относительным содержанием воздуха* ϵ . Значение ϵ зависит от качества монтажа и ухода за конденсационной установкой, ее типа, мощности, нагрузки, конструктивных размеров и других факторов.

Присутствие воздуха в конденсаторе отражается на тепловых процессах, происходящих в нем. Рассмотрим влияние присосов воздуха на распределение парциальных давлений в конденсаторе. Предположим, что в конденсатор (рис. 8.3) при установившемся режиме поступает пар (G_K) и воздух (G_B) при давлении p_K (p_K — давление в приемном патрубке, которое называют давлением в конденсаторе). При-

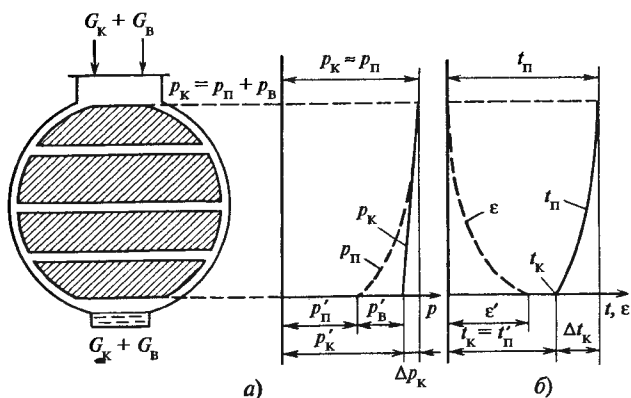


Рис. 8.3. Изменение параметров паровоздушной смеси в конденсаторе:

a — изменение парциального давления пара p_π и давления в конденсаторе p_k ; b — изменение температуры пара t_π и относительного содержания воздуха ϵ

меняя закон Дальтона к движущейся в конденсаторе паровоздушной смеси, имеем

$$p_k = p_\pi + p_v, \quad (8.1)$$

где p_π, p_v — парциальные давления пара и воздуха в паровоздушной смеси.

Связь между параметрами воздуха и пара, образующих паровоздушную смесь, с достаточной точностью описывается уравнениями идеального газа:

$$p_v V_v = G_v R_v T_v; \quad p_\pi V_\pi = G_\pi R_\pi T_\pi, \quad (8.2)$$

где V_v, V_π и T_v, T_π — соответственно объемы, $\text{м}^3/\text{с}$, и температуры, K , протекающих в конденсатор воздуха и пара; $R_v = 0,287 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$, $R_\pi = 0,4618 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$ — газовые постоянные воздуха и пара.

Разделив почленно уравнения (8.2) при $V_v = V_\pi$ и $T_v = T_\pi$ (объемы и температуры находящихся в смеси воздуха и пара соответственно равны между собой), получим

$$p_v / p_\pi = 0,622 \epsilon. \quad (8.3)$$

Совместным решением уравнений (8.1) и (8.3) устанавливается связь между парциальными давлениями пара и воздуха в паровоздушной смеси или зависимость парциального давления пара p_π от давления в конденсаторе p_k и относительного содержания воздуха ϵ :

$$p_\pi = \frac{p_k}{1 + 0,622 \epsilon}. \quad (8.4)$$

При входе в конденсатор относительное содержание воздуха очень мало и парциальное давление пара p_π , подсчитанное по (8.4), практически оказы-

вается равным давлению в конденсаторе p_k (рис. 8.3, a). По мере движения паровоздушной смеси через конденсатор к месту отсоса пар конденсируется и относительное содержание воздуха ϵ растет. Вследствие этого парциальное давление пара p_π в соответствии с (8.4) падает. Вместе с тем давление в зоне отсоса меньше, чем на входе в конденсатор ($p'_k < p_k$). Разность давлений на входе в конденсатор и выходе из него $\Delta p_k = p_k - p'_k$ называется *паровым сопротивлением* конденсатора. В зоне отсоса парциальным давлением воздуха p_v нельзя пренебречь, так как оно в значительной мере повышается вследствие увеличения плотности воздуха и относительного содержания его в паровоздушной смеси.

В конденсатор, как правило, поступает влажный пар, температура конденсации которого однозначно определяется парциальным давлением пара: меньшему парциальному давлению пара соответствует меньшая температура насыщения. На рис. 8.3, b показаны графики изменения температуры пара t_π и относительного содержания воздуха ϵ в конденсаторе. Таким образом, по мере движения паровоздушной смеси к месту отсоса и конденсации пара температура пара в конденсаторе уменьшается, так как снижается парциальное давление насыщенного пара. Это происходит из-за присутствия воздуха и возрастания его относительного содержания в паровоздушной смеси, а также наличия парового сопротивления конденсатора и снижения общего давления паровоздушной смеси. Особенно заметное влияние на температуру пара воздух оказывает в зоне отсоса паровоздушной смеси.

Процесс конденсации пара условно можно разделить на два этапа: первый, характеризующийся отсутствием сколько-нибудь заметного влияния воздуха на температуру пара, и второй, где это влияние начинает резко проявляться. Влияние воздуха на втором этапе процесса конденсации сказывается не только на понижении температуры пара, но и на интенсивности процесса теплопередачи от паровоздушной смеси к охлаждающей воде.

Поскольку условия теплопередачи в начальной и конечной стадиях процесса конденсации различны, то для каждой из них в конденсаторе имеется своя теплообменная поверхность, сконструированная с учетом присущих ей особенностей: *зона массовой конденсации*, обеспечивающая протекание первого этапа процесса, при котором конденсируется основная масса пара при ничтожно малом изменении температуры, и *воздухоохладитель*, предназначенный для снижения количества отсасываемого пара в паровоздушной смеси.

Следствием понижения парциального давления и температуры насыщенного пара из-за наличия

воздуха и парового сопротивления конденсатора является *переохлаждение конденсата*, под которым понимают разность температуры насыщенного пара $t_{\text{п}}$ при давлении паровоздушной смеси $p_{\text{к}}$ на входе в конденсатор и температуры конденсата $t_{\text{к}}$ при выходе из конденсатора $\Delta t_{\text{к}} = t_{\text{п}} - t_{\text{к}}$ (рис. 8.3, б). Переохлаждение конденсата зависит от конструкции конденсатора, его нагрузки, температуры охлаждающей воды, состояния воздушной, циркуляционной и конденсатной систем, обслуживающих конденсатор. Переохлаждение конденсата приводит к потере теплоты, затрачиваемой на нагрев конденсата (используемого для питания котлов), а главное — сопровождается возрастанием количества растворенного в конденсате кислорода, вызывающего коррозию трубной системы регенеративного подогрева питательной воды котла. Насыщение конденсата коррозионно-активными газами объясняется тем, что при охлаждении конденсата ниже температуры насыщения происходит интенсивное растворение газов из парогазовой смеси. Процесс абсорбции газа в жидкую фазу начинается непосредственно при конденсации пара на конденсатной пленке, покрывающей трубки. Падающие с трубок капли и струйки конденсата подвергаются тепловому и механическому воздействию пара,двигающегося в межтрубном пространстве, вследствие чего происходит деаэрация жидкости. Таким образом, двигаясь в направлении конденсатосборника, капля конденсата, попадая то на трубку, то в паровой поток, попеременно насыщается и освобождается от газов. Для возможно полного выделения и отвода газов с поверхности жидкости проводят разбрызгивание конденсата при сливе его в конденсатосборник, слив конденсата в виде отдельных струй и другие мероприятия.

Эффективным средством борьбы с явлением переохлаждения конденсата является установка воздухоохладителей. Рассмотрим процесс конденсации пара в конденсаторе с раздельным удалением конденсата и воздуха (рис. 8.4). Предположим, что при установившемся режиме в конденсатор поступают насыщенный пар ($G_{\text{к}}$) и воздух ($G_{\text{в}}$) при давлении $p_{\text{к}}$, а из воздухоохладителя при давлении $p_{\text{к}}'' = p_{\text{п}}'' + p_{\text{в}}''$ удаляется паровоздушная смесь, состоящая из воздуха ($G_{\text{в}}$) и насыщенного пара ($G_{\text{к}}''$); конденсатным насосом откачивается количество конденсата $G_{\text{к}}^{\text{н}} = G_{\text{к}} - G_{\text{к}}''$. Относительное содержание воздуха при входе в конденсатор $\epsilon = G_{\text{в}}/G_{\text{к}}$, а в удаляемой паровоздушной смеси $\epsilon'' = G_{\text{в}}/G_{\text{к}}''$.

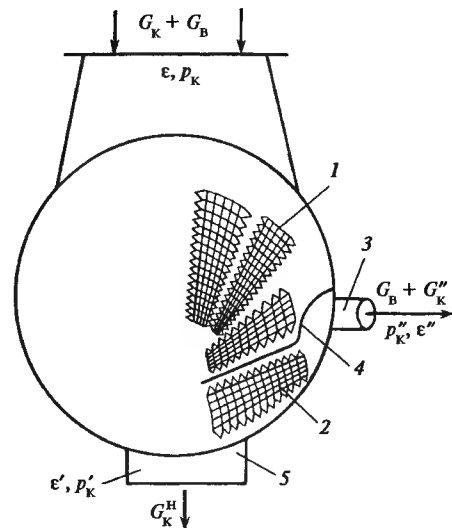


Рис. 8.4. Схема конденсатора с раздельным удалением конденсата и воздуха:

1 — трубный пучок; 2 — воздухоохладитель; 3 — отсос паровоздушной смеси; 4 — паронаправляющий щит; 5 — конденсатосборник

Над поверхностью конденсата в конденсатосборнике устанавливается давление $p_{\text{к}}'$, а относительное содержание воздуха в паровоздушной смеси составляет ϵ' . При наличии парового сопротивления движение паровоздушной смеси происходит вследствие разности давлений ее по ходу движения в конденсаторе ($p_{\text{к}}'' < p_{\text{к}}' < p_{\text{к}}$). Так как конденсация пара заканчивается в воздухоохладителе, то относительное содержание воздуха в паровоздушной смеси при входе и выходе из конденсатора и воздухоохладителя различно ($\epsilon < \epsilon' < \epsilon''$). Таким образом, над поверхностью конденсата в конденсатосборнике общее давление паровоздушной смеси выше, а относительное содержание воздуха меньше, чем в паровоздушной смеси, удаляемой из конденсатора. Из формулы (8.4) видно, что парциальное давление пара $p_{\text{п}}'$, а следовательно, и соответствующая температура пара $t_{\text{п}}'$ в смеси над уровнем конденсата в конденсатосборнике будут также выше, чем в паровоздушной смеси, удаляемой из конденсата.

Температура конденсата $t_{\text{к}}$, находящегося в конденсатосборнике, может быть равна температуре пара $t_{\text{п}}'$, а переохлаждение конденсата может достигать 3—5 °С. Для конденсаторов, в которых к конденсатосборнику имеется свободный доступ пара (регенеративные конденсаторы), $\Delta t_{\text{к}} = 0 \dots 1$ °С, для других конденсаторов $\Delta t_{\text{к}} = 3 \dots 5$ °С.

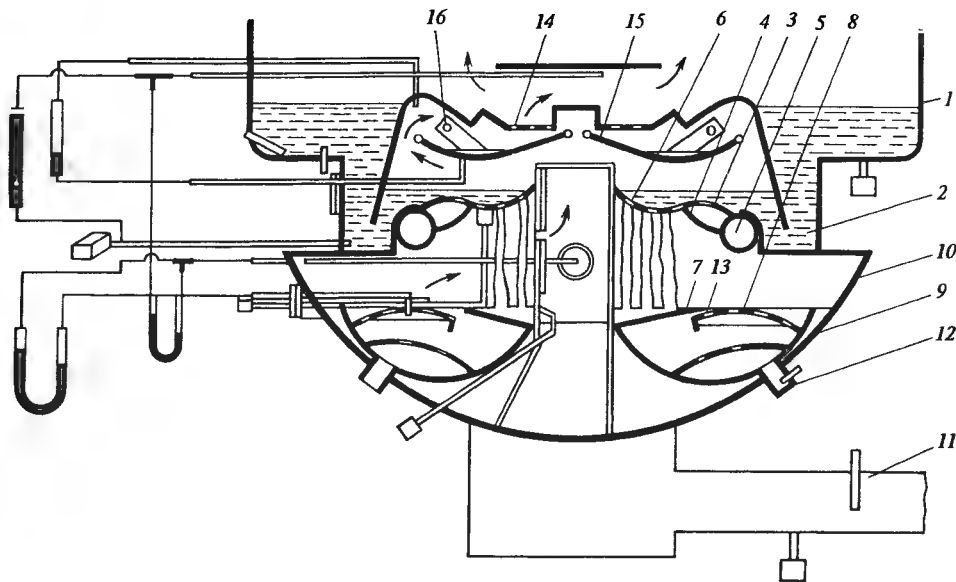


Рис. 8.5. Деаэрационное устройство конденсатора турбины Т-175/210-12,7 ТМЗ:

1 — конденсатор; 2 — гидрозатвор; 3, 8 — барботажные листы; 4 — камсра подачи вскипающего горячего дренажа; 5 — коллектор горячих дренажей; 6 — перфорированный водораспределитель; 7 — разделительная перегородка; 9 — отводящий канал для деаэрированного конденсата; 10 — конденсатосборник; 11 — отводящий трубопровод деаэрированного конденсата; 12 — патрубок подачи вскипающего конденсата рециркуляции; 13 — канал; 14 — перфорированный лист; 15 — поддон; 16 — патрубки

Из выражений (8.2) следует, что чем ниже температура и больше парциальное давление воздуха в удаляемой из конденсатора паровоздушной смеси, тем меньше ее объем и количество пара, удаляемого вместе с воздухом, а следовательно, ниже затраты энергии воздухоотсасывающего устройства. В связи с этим температуру паровоздушной смеси перед удалением ее из конденсатора стремятся по возможности снизить в воздухоохладителе при минимальном переохлаждении конденсата.

Для уверенной деаэрации, особенно при малых расходах пара, многие конденсаторы снабжаются деаэрационными конденсатосборниками. На рис. 8.5 показано деаэрационное устройство струйно-барботажного типа, в котором термическая деаэрация конденсата осуществляется путем нагрева его отдельных струй и движения пузырьков пара в слое воды (барботаж).

Образовавшийся в конденсаторе конденсат подается на выпуклую часть барботажного листа, к отверстиям которого поступает пар, выделившийся из перегретого конденсата (например, конденсата греющего пара регенеративных подогревателей). Пар, проходя через слой движущегося конденсата, нагревает его, а сам конденсат через отверстия в вогнутой части барботажного листа стекает на следующий барботажный лист, куда подается нагретый вскипающий конденсат из линии рециркуляции. Таким образом, нагретый до температуры на-

сыщения в двух ступенях конденсат скапливается на дне конденсатосборника и отводится в систему регенерации. Выделившиеся газы через перфорированный лист отводятся в паровое пространство конденсатора и отсасываются эжектором.

8.3. ТЕПЛОВЫЙ БАЛАНС КОНДЕНСАТОРА

Потери теплоты корпусом конденсатора в результате излучения в окружающую среду вследствие низких температур ничтожны. Поэтому можно считать, что практически вся теплота, освобождающаяся при конденсации пара, передается охлаждающей воде. Тогда баланс теплоты поверхностного конденсатора может быть составлен в виде

$$Q_K = G_K(h_K - h'_K) = W(t_{2B} - t_{1B})c_B, \quad (8.5)$$

где h_K — энтальпия пара, поступающего в конденсатор, кДж/кг; $h'_K = c_B t_K$ — энтальпия конденсата, кДж/кг; $c_B = 4,19$ кДж/(кг · К) — теплоемкость воды; W — расход охлаждающей воды, кг/с; t_{1B} , t_{2B} — температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор и выходе из него, °С (рис. 8.6).

Значения G_K , h_K определяют при расчете турбины. Температуру конденсата принимают

$$t_K = t_n - \Delta t_K, \quad (8.6)$$

8.4. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОНДЕНСАТОРА

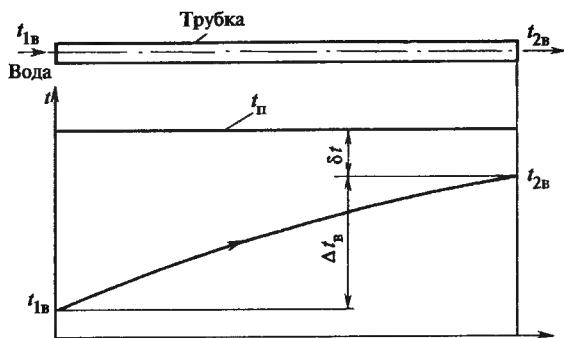


Рис. 8.6. Нагрев охлаждающей воды в трубке конденсатора

где $t_{п}$ — температура насыщения пара, соответствующая его давлению при входе в конденсатор.

Разность $\Delta t_{в} = t_{2в} - t_{1в}$ называют *нагревом охлаждающей воды* в конденсаторе. Для одноходовых конденсаторов $\Delta t_{в} = 6 \dots 7$ °C; двухходовых $\Delta t_{в} = 7 \dots 9$ °C; трех- и четырехходовых $\Delta t_{в} = 10 \dots 12$ °C.

При проектировании температура охлаждающей воды на входе в конденсатор $t_{1в}$ принимается равной 10; 12; 15; 20 и 25 °C в зависимости от географического местонахождения и системы водоснабжения электростанции.

В зависимости от температуры охлаждающей воды принимают расчетное абсолютное давление отработавшего пара $p_{к}$: для $t_{1в} = 10$ °C $p_{к} = 2,8 \dots 3,4$ кПа; для $t_{1в} = 15$ °C $p_{к} = 3,8 \dots 4,8$ кПа; для $t_{1в} = 20 \dots 25$ °C $p_{к} = 5,9 \dots 6,8$ кПа.

Отношение $m = W/G_{к}$ называют *кратностью охлаждения*. Из (8.5) следует, что

$$m = \frac{W}{G_{к}} = \frac{h_{к} - c_{в}t_{к}}{c_{в}(t_{2в} - t_{1в})} = \frac{h_{к} - h'_{к}}{c_{в}\Delta t_{в}}. \quad (8.7)$$

Здесь разность энтальпий $h_{к} - h'_{к}$ представляет собой в основном теплоту парообразования и мало изменяется для различных типов турбин (в среднем равна 2200 кДж/кг). Тогда из (8.7) следует, что нагрев охлаждающей воды $\Delta t_{в}$ изменяется обратно пропорционально кратности охлаждения: чем больше m , тем меньше $\Delta t_{в}$ и тем ниже может быть давление в конденсаторе. Однако при увеличении кратности охлаждения возрастает расход охлаждающей воды и увеличиваются затраты электроэнергии на привод циркуляционных насосов. Оптимальная кратность охлаждения находится в следующих пределах: для одноходовых конденсаторов $m = 80 \dots 120$, двухходовых $m = 60 \dots 70$, трех- и четырехходовых $m = 40 \dots 50$.

Задачей теплового расчета конденсатора является определение площади поверхности теплопередачи, необходимой для достижения заданного давления на выходе из турбины.

При инженерных расчетах требуемая площадь поверхности охлаждения конденсатора $F_{к}$ определяется из уравнения теплопередачи между паром и охлаждающей водой:

$$Q_{к} = \bar{k} \bar{\Delta t} F_{к}, \quad (8.8)$$

где $\bar{k}$ — средний коэффициент теплопередачи в конденсаторе, Вт/(м²·К); $\bar{\Delta t}$ — средняя разность между температурами пара и воды, °C:

$$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_{в}}{\ln[(\Delta t_{в} + \delta t)/\delta t]}; \quad (8.9)$$

здесь $\delta t = t_{п} - t_{2в}$ — температурный напор на выходе из конденсатора, °C; $t_{п}$ — температура пара, поступающего в конденсатор, °C (рис. 8.6).

Значение δt определяется соотношением

$$\delta t = \Delta t_{в} \left[\exp \left(\frac{\bar{k} F_{к}}{c_{в} W} \right) - 1 \right]^{-1}, \quad (8.10)$$

в которое входит неизвестная величина $F_{к}$. В конденсаторах поверхностного типа $\delta t = 5 \dots 10$ °C. Большие значения δt относятся к одноходовым конденсаторам.

Точность теплового расчета конденсатора определяется достоверностью оценки коэффициента теплопередачи $\bar{k}$, зависящего от многих факторов, характеризующих условия работы конденсатора, основными из которых являются: паровая нагрузка конденсатора, скорость движения воды в трубах, температура охлаждающей воды, диаметр трубок, число ходов конденсатора, состояние плотности вакуумной системы, состояние охлаждающей поверхности и др.

Наиболее распространенной в настоящее время зависимостью для определения среднего коэффициента теплопередачи в конденсаторе является формула Л. Д. Бермана, составленная на основании испытаний промышленных конденсаторов и учитывающая взаимосвязь и влияние на коэффициент теплопередачи различных факторов:

$$\bar{k} = 4070a \left(\frac{1,1w_{в}}{d_2^{0,25}} \right)^x \times \left[1 - \frac{0,42\sqrt{a}}{10^3} (35 - t_{1в})^2 \right] \Phi_z \Phi_d, \quad (8.11)$$

где a — коэффициент чистоты, учитывающий влияние загрязнения поверхности ($a = 0,65 \dots 0,85$); $x = 0,12a(1 + 0,15t_{1в})$; $w_в$ — скорость охлаждающей воды в трубках ($w_в = 1,5 \dots 2,5$ м/с); d_2 — внутренний диаметр трубок, мм; $t_{1в}$ — температура охлаждающей воды при входе в конденсатор, °C; Φ_z — коэффициент, учитывающий влияние числа ходов во-

ды z в конденсаторе: $\Phi_z = 1 + (z - 2)\left(1 - \frac{t_{1в}}{35}\right)10^{-1}$;

Φ_d — коэффициент, учитывающий влияние паровой нагрузки конденсатора $d_k = G_k/F_k$; $\Phi_d = 1$ при паровых нагрузках от номинальной $d_k^{\text{ном}}$ до $d_k^{\text{гр}}$ = $(0,9 - 0,012t_{1в})d_k^{\text{ном}}$; если $d_k < d_k^{\text{гр}}$, то $\Phi_d = \delta(2 - \delta)$, здесь $\delta = d_k/d_k^{\text{гр}}$.

Из соотношений (8.8)—(8.10) определяют значения $\bar{k}$, $\bar{\Delta t}$ и F_k .

Заканчивается тепловой расчет определением основных геометрических характеристик конденсатора (длины и числа конденсаторных трубок, диаметра трубной доски) и его парового и гидравлического сопротивления.

Число трубок в конденсаторе

$$n = 4Wz / (\pi d_2^2 w_в). \quad (8.12)$$

Длина конденсаторных трубок, равная расстоянию между трубными досками,

$$L = F_k / (\pi d_1 n). \quad (8.13)$$

Условный диаметр трубной доски

$$D_y = d_1 \sqrt{n / u_{\text{тр}}}. \quad (8.14)$$

Отношение L/D_y должно находиться в пределах 1,5—2,5. В формулах (8.12)—(8.14) приняты следующие обозначения: d_1 и d_2 — наружный и внутренний диаметры конденсаторных трубок, м (наиболее часто применяют трубки со следующими диаметрами d_1/d_2 , мм: 16/14, 19/17, 24/22, 25/23, 28/26, 30/28); W — расход охлаждающей воды, м³/с; $w_в$ — скорость охлаждающей воды в трубках, м/с (принимается в пределах 1,5—2,5 м/с); z — число ходов охлаждающей воды (зависит от конструктивных и экономических факторов, условий водоснабжения, мощности установки, кратности охлаждения и др.); $u_{\text{тр}}$ — коэффициент использования трубной доски, принимаемый для конденсаторов современных турбин равным 0,22—0,32.

Гидравлическое сопротивление конденсатора H_k , Па (разность давлений охлаждающей воды на

входе в конденсатор и выходе из него) состоит из сопротивлений течения воды в трубках h_1 , на входе и выходе из трубок h_2 и водяных камер h_3 :

$$H_k = z(h_1 + h_2) + h_3 =$$

$$= z\left(\lambda \frac{L}{d_2} + \xi\right) \frac{\rho_в w_в^2}{2} + \frac{\rho_в w_{в.п}^2}{2}, \quad (8.15)$$

где λ — коэффициент трения при движении воды в трубках ($\lambda = 0,025 \dots 0,037$); ξ — коэффициент, учитывающий способ крепления конденсаторных трубок в трубной доске ($\xi = 1,0 \dots 1,5$); $\rho_в$ — плотность охлаждающей воды, кг/м³; $w_{в.п}$ — скорость воды во входных и выходных патрубках, примерно равная $(0,15 \dots 0,3)w_в$, м/с.

Гидравлическое сопротивление конденсаторов турбин высокого давления составляет 25—40 кПа, а турбин мощностью 300 МВт и выше — 35—40 кПа.

Паровое сопротивление конденсатора Δp_k из-за сложного характера течения пара в межтрубном пространстве, сопровождающегося процессами конденсации, определить аналитически сложно. Оно может быть оценено лишь приблизительно на основании экспериментальных данных, получаемых на однотипных конденсаторах. Паровое сопротивление зависит от конструкции трубного пучка, скорости пара в межтрубном пространстве, гидродинамики потока и других факторов. В конденсаторах современных мощных турбин ($N_j = 160 \dots 1200$ МВт) паровое сопротивление составляет 270—410 Па.

8.5. КОНСТРУКЦИИ КОНДЕНСАТОРОВ

Выполнить конденсатор в виде одного аппарата для турбин даже умеренной мощности не удастся. Мощные турбины оснащают конденсаторной группой, состоящей из отдельных корпусов, которые, в свою очередь, могут состоять из отдельных конденсаторов. Конденсатор — это теплообменник с отдельной выделенной трубной системой и паровым пространством, со своими водяными камерами охлаждающей воды и воздухоудаляющими устройствами. Отдельные конденсаторы могут собираться в корпуса, а корпуса — в конденсаторные группы по-разному. На этой основе можно провести их классификацию. Схематически установка конденсаторных групп по отношению к ЦНД турбины показана на рис. 8.7. В табл. 8.1 приведены типы конденсаторных групп, используемых для различных турбин.

По расположению конденсаторной группы по отношению к турбине их делят на *подвальные* и

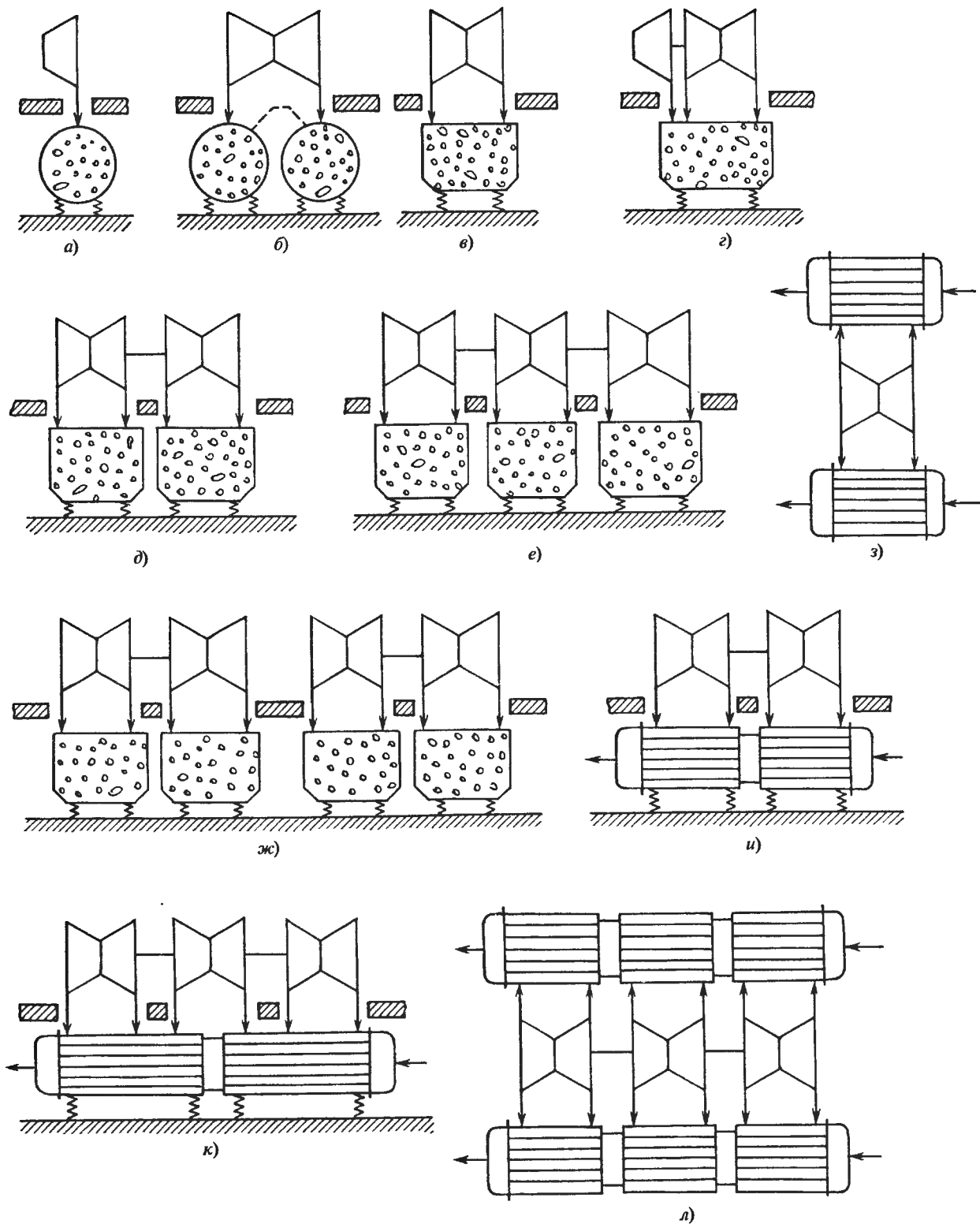


Рис. 8.7. Установка конденсаторных групп по отношению к ЦНД турбины

Таблица 8.1. Типы конденсаторных групп для паровых турбин электростанций

Описание конденсаторной группы	Схема на рис. 8.7	Турбина
Один подвальный поперечный конденсатор	<i>а</i>	ЛМЗ: К-50-8,8; ПТ-50-8,8/1,3; Т-50-12,8; ПТ-60-123,8/1,3; ПТ-80/100-12,8/1,3; ТМЗ: ПТ-135/165-1,5; КТЗ: все турбины
Два подвальных поперечных конденсатора, объединенных по паровой стороне и подключенных параллельно по охлаждающей воде	<i>б</i>	ЛМЗ: К-100-8,8; К-200-12,8; ХТЗ: К-100-8,8; К-160-12,8; ТМЗ: Т-100-12,8; Т-175/215-12,8
Один подвальный поперечный конденсатор	<i>в</i>	ТМЗ: Т-250/300-23,5
То же	<i>г</i>	ЛМЗ: К-300-24,5; ХТЗ: К-300-24,5
Два подвальных поперечных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде	<i>д</i>	ХТЗ: К-220-4,3; К-500-23,5
Три подвальных поперечных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде	<i>е</i>	ХТЗ: К-1000-5,9/1500-2
Четыре подвальных поперечных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде	<i>ж</i>	ХТЗ: К-500-6,4/3000; К-750-6,4/3000
Два боковых продольных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде	<i>з</i>	ХТЗ: К-500-5,9/1500
Два подвальных продольных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде; каждый из конденсаторов состоит из двух секций, подключенных последовательно по охлаждающей воде	<i>и</i>	ЛМЗ: К-500-23,5
То же	<i>к</i>	ЛМЗ: К-800-23,5; К-1200-23,5
Два боковых продольных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде; каждый из конденсаторов состоит из трех секций, подключенных последовательно по охлаждающей воде	<i>л</i>	ХТЗ: К-1000-5,9/1500-1
Две конденсаторные группы, одна из которых показана на рис. 8.7, <i>и</i>	—	ЛМЗ: К-1000-5,9/3000

бесподвальные. Подвальные конденсаторные группы устанавливают в помещении под машинным залом между колоннами фундамента, на которых покоится верхняя фундаментная плита с установленной на ней турбиной. Бесподвальная конденсаторная группа размещается на той же отметке машинного зала, что и турбина.

В свою очередь, бесподвальные конденсаторы могут иметь боковую и осевую компоновки по отношению к турбине. В России нет мощных турбин с осевой компоновкой конденсатора. Боковую бесподвальную компоновку имеют две турбины К-500-60/1500 ХТЗ Нововоронежской АЭС и две турбины К-1000-60/1500-1 Калининской АЭС. Все остальные используемые компоновки конденсаторов являются подвальными и показаны на рис. 8.7, *а—ж, и, к*.

По расположению конденсаторов по отношению к оси турбины их делят на *поперечные* и *продоль-*

ные. При поперечной компоновке оси трубок конденсаторов направлены поперек оси турбины (рис. 8.7, *а—ж*), а при продольной — параллельно ей (рис. 8.7, *з—л*).

Продольные конденсаторы могут выполняться односекционными (рис. 8.7, *з*), двухсекционными (рис. 8.7, *и, к*) и трехсекционными (рис. 8.7, *л*).

Из-за различной начальной температуры охлаждающей воды, поступающей в отдельные секции, давление в них будет различным. Такие конденсаторы называются *секционированными*.

По числу потоков охлаждающей воды в отдельном конденсаторе их различают как *однопоточные* и *двухпоточные*. Выбор числа потоков осуществляется в соответствии с требованием возможности чистки конденсатора со стороны охлаждающей воды на ходу без подачи охлаждающей воды в очищаемую часть. Поэтому конденсаторы, показанные на

рис. 8.7, а—ж, выполняют двухпоточными, а изо-
браженные на рис. 8.7, з—л, — однопоточными.

По числу ходов охлаждающей воды различают одно- (рис. 8.7, з—л), двух- (рис. 8.7, а—ж) и че-
тырехходовые конденсаторы (последние применя-
ются только для турбин малой мощности).

Одной из самых ответственных деталей кон-
денсатора являются *конденсаторные трубки*, а
одним из основных требований, предъявляемых
к ним, является стойкость к коррозии, и поэтому
их изготавливают из сплавов цветных металлов на
основе меди, хромоникелевой нержавеющей ста-
ли, титановых сплавов.

Совокупность конденсаторных трубок, на кото-
рых осуществляется конденсация пара, называется
трубным пучком. К компоновке трубного пучка
предъявляют следующие требования: максимально
возможное увеличение площади «живого» сечения
для прохода пара; создание постоянной скорости
протекания пара; организация наиболее короткого
и прямого пути паровоздушной смеси к месту отсо-
са; улавливание и отвод конденсата на промежуточ-
ных уровнях по высоте пучка; создание «зеркала»
конденсата на дне конденсатора; свободный доступ
пара в нижнюю часть конденсатора под трубный
пучок к месту сбора конденсата и др.

При компоновке трубный пучок разбивают на
две части: основной пучок, в котором происходит
массовая конденсация пара при практически отсут-
ствующем относительном содержании воздуха, и
пучок воздухоохладителя, где конденсация проис-
ходит с меньшей скоростью, а образующийся кон-
денсат переохлажден.

Общей особенностью компоновки трубного
пучка конденсаторов современных паровых турбин
(рис. 8.8) является выполнение его в виде ленты,
свернутой симметрично относительно вертикаль-
ной оси, с глубокими проходами в пучке для на-
правления пара к возможно большей части поверх-
ности теплообмена. Ленточная компоновка увели-
чивает периметр входной части основного пучка и
снижает скорость натекания пара на трубки, чем
достигается уменьшение парового сопротивления
конденсатора.

В целях снижения температуры и количества пара
в паровоздушной смеси, отсасываемой эжектором, к
пучку воздухоохладителя смесь поступает только по-
сле прохождения основного пучка. Кроме того, к

трубкам воздухоохладителя подводится охлаждаю-
щая вода низкой температуры (из первого хода).

При ленточной компоновке трубного пучка орга-
низуется свободный доступ к зеркалу конденсата в
конденсаторосборнике, что обеспечивает подогрев
конденсата и относительно малое его переохлажде-
ние. Кроме того, для предотвращения переохлажде-
ния конденсата и снижения парового сопротивле-
ния конденсат в трубном пучке улавливается и от-
водится с помощью перегородок. Собранный кон-
денсат сливается в конденсаторосборник струями у
трубных досок и перегородок.

Дальнейшим развитием компоновки является
«пальчиковая» компоновка с разделением трубного
пучка на модули (рис. 8.9).

В отличие от ранее рассмотренных конструкций
трубный пучок (рис. 8.9, а) состоит из восьми оди-
наковых модулей 1, каждый из которых имеет свою
зону отсоса, показанную в увеличенном масштабе
на рис. 8.9, б. Модуль 1 представляет собой сплош-
ной вертикально расположенный массив трубок с
ромбической разбивкой. В средней части массива
двумя щитами 2 и 3 образована зона отсоса. Выде-
ленного воздухоохладителя в пучке нет, его роль
играют расположенные непосредственно перед от-
сосом охлаждающие трубки пучка.

Конденсаторные трубки крепятся в *трубных*
досках. Методы крепления конденсаторных трубок
в досках должны обеспечивать плотность и долго-
вечность соединения. В конденсаторах современ-
ных паровых турбин конденсаторные трубки обо-
ими концами закреплены в трубных досках разваль-
цовкой, а при использовании титана — сваркой.
В целях предотвращения опасной для прочности
трубок вибрации и предупреждения их провисания
устанавливают промежуточные трубные доски (пе-
регородки). Трубные доски и перегородки крепят
к корпусу конденсатора с помощью сварки.

Рассмотрим конструкцию конденсатора поверх-
ностного типа на примере изображенного на
рис. 8.10. Корпус конденсатора выполнен сварным
из стальных листов. Снаружи и изнутри он имеет
ребра жесткости. К корпусу приварены горловина,
трубные доски и водяные камеры.

Корпус установлен на пружинных опорах и при-
креплен к выходному патрубку турбины с помо-
щью фланца горловины. Пружинные опоры разгру-
жают турбину от усилий, вызванных весом конде-
сатора, а также обеспечивают свободное тепловое

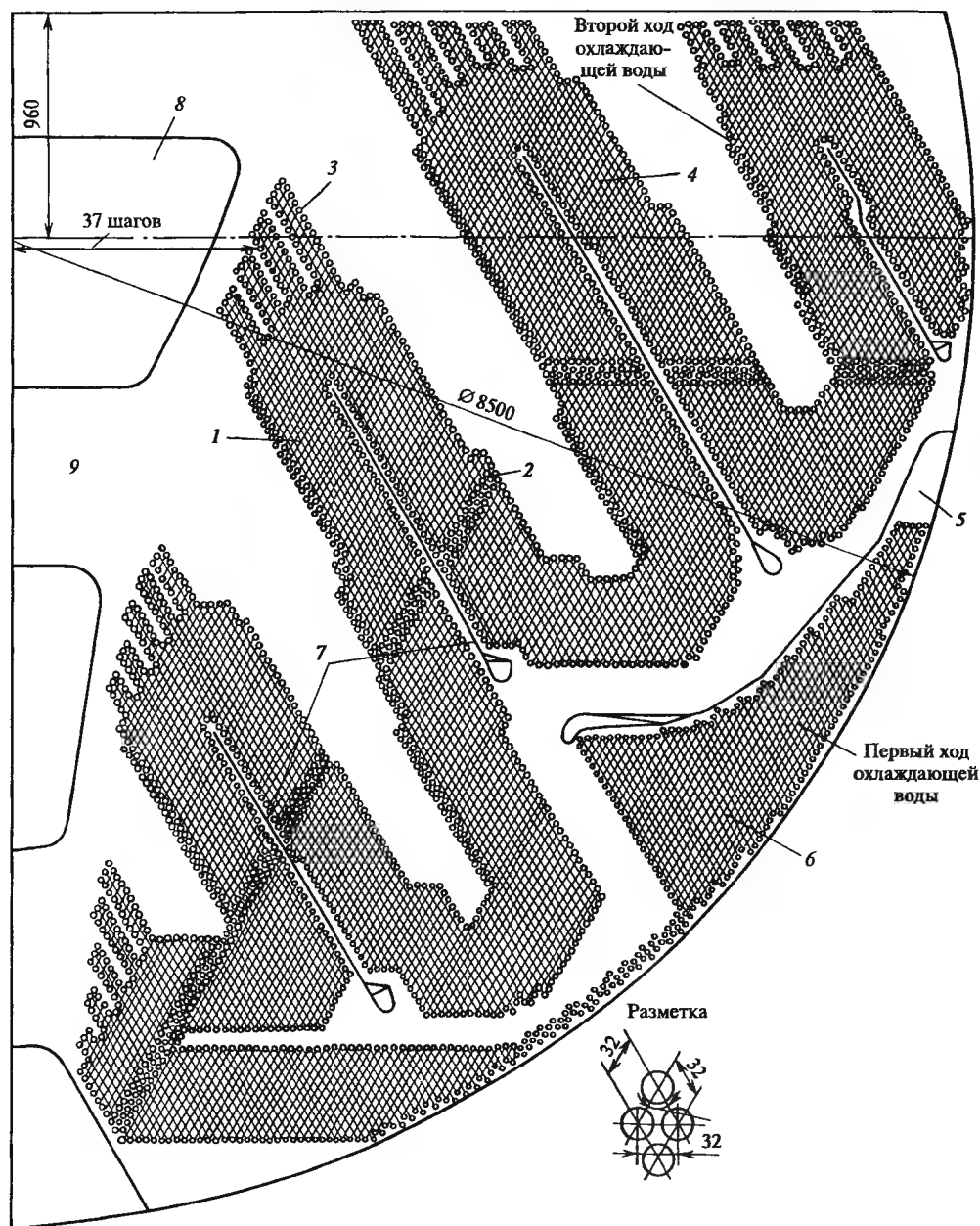


Рис. 8.8. Компоновка трубного пучка:

1 — основной пучок; 2 — сливные трубки; 3 — первый ряд трубок; 4 — трубки основного пучка; 5 — отсос паровоздушной смеси; 6 — пучок воздухоохладителя; 7 — паронаправляющий и конденсатоулавливающий щиты; 8 — окно в промежуточных трубных досках; 9 — промежуточная трубная доска

расширение выходного патрубка и конденсатора в вертикальном направлении.

Основной трубный пучок конденсатора имеет ленточную компоновку. Трубный пучок воздухоохладителя выполнен в виде коаксиальных цилиндров. Отсос паровоздушной смеси осуществляют через заднюю водяную камеру. Организация потоков

паровоздушной смеси к воздухоохладителю выполнена с помощью паровых щитов, которые наряду со сливными трубками служат для промежуточного сбора конденсата и его отвода.

Охлаждающая вода в конденсатор подается двумя отдельными потоками (на рис. 8.10 показан один поток), что позволяет проводить чистку тру-

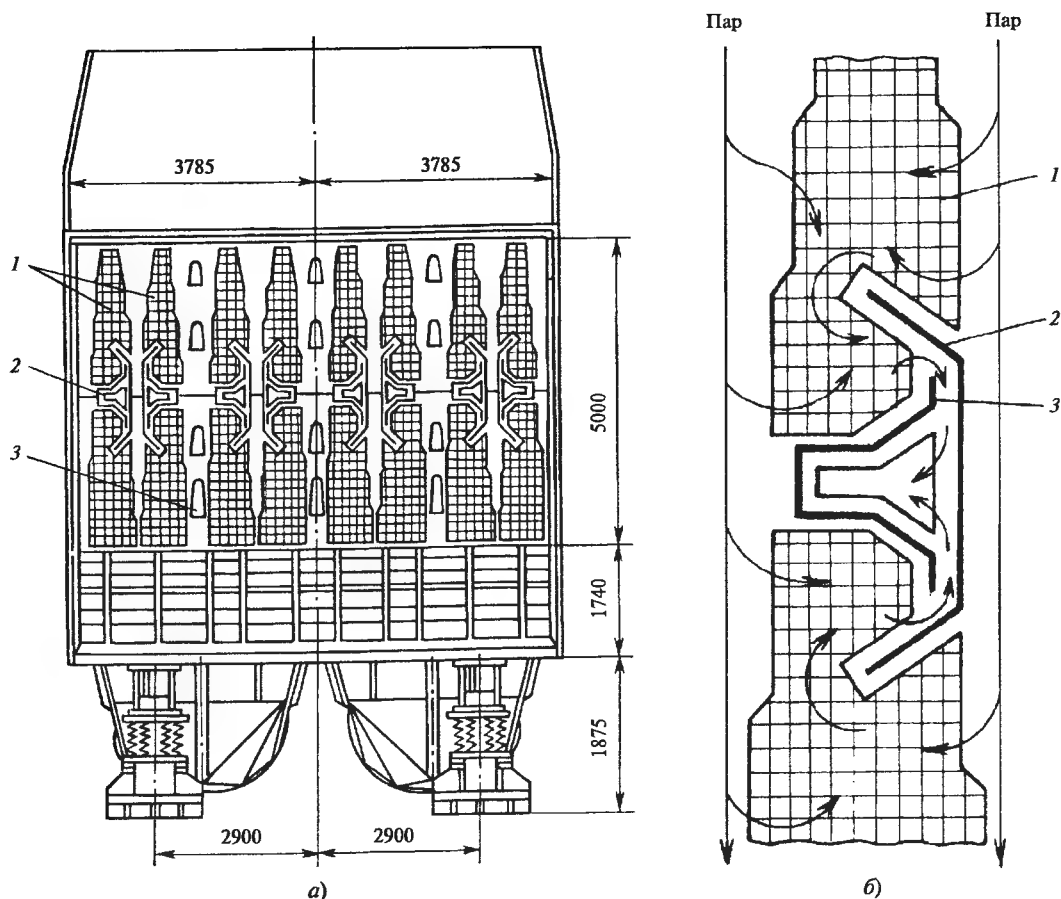


Рис. 8.9. Трубный пучок конденсатора модульной конструкции:
 а — общий вид; б — зона отсоса паровоздушной смеси

бок отдельных потоков без остановок турбины. Конденсатор имеет сбросное устройство, обеспечивающее прием пара при пуске и резких сбросах нагрузки. В горловине конденсатора имеется полость, соединенная с отбором пара, используемым для подогрева конденсата.

На рис. 8.11 приведен общий вид одного из двух конденсаторов 800-КЦС-3 для турбины К-800-240 ЛМЗ, а на рис. 8.9 — его трубный пучок.

Конденсатор состоит из двух секций 2 и 6. Охлаждающая вода через два патрубка 10 входит в переднюю водяную камеру 1, из нее — в трубки первой секции 2 и затем в промежуточную камеру 4. Из последней вода поступает во вторую секцию 6, затем в заднюю водяную камеру 7 и через два выходных патрубка 8 удаляется в систему охлаждения циркуляционной воды. Таким образом, каждый из конденсаторов является одноходовым, однопоточным.

Конденсаторы установлены на пружинных опорах 9 таким образом, что угол наклона охлаждающих трубок к горизонту составляет $3^{\circ}15'$. Это интенсифицирует теплопередачу от конденсирующегося пара к охлаждающей воде и способствует созданию более низкого давления в конденсаторах. Промежуточная водяная камера имеет волнообразные компенсаторы для облегчения взаимных тепловых расширений отдельных секций.

Пар из каждого ЦНД (а в турбине К-800-240 их три) поступает через два патрубка 3 в переходной патрубок 5, а из него — на трубный пучок конденсатора. Он состоит из 19 625 трубок диаметром 28 мм с толщиной стенки 1 мм. Длина трубок в каждой секции 11 530 мм. Общая площадь поверхности конденсатора составляет $41\,200\text{ м}^2$.

В каждом из конденсаторов для дополнительного опирания трубок установлено по десять промежуточных перегородок с отверстиями (поз. 3 на

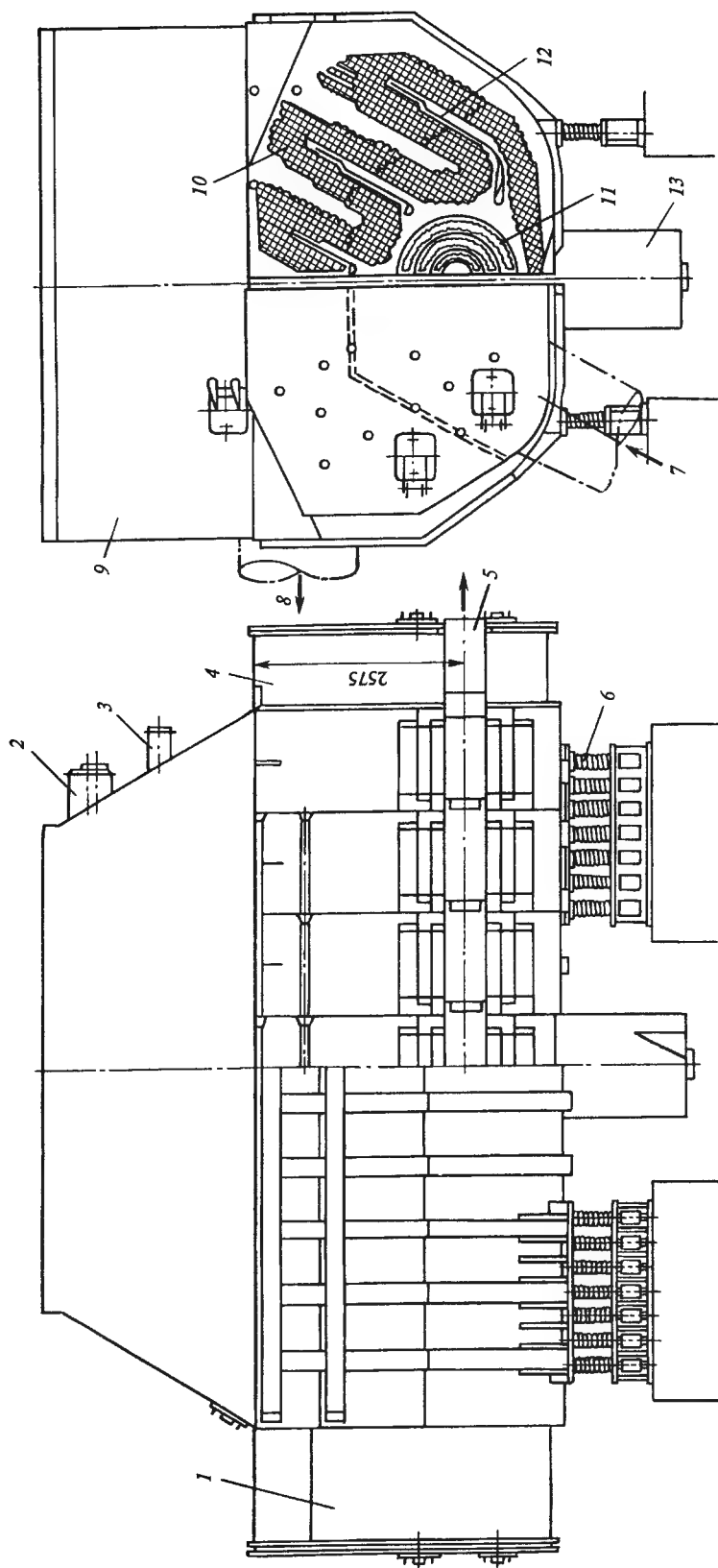


Рис. 8.10. Конденсатор К-7520 ХТЗ:

1, 4 — передняя и задняя водяные камеры; 2 — сбросное устройство; 3 — трубопровод отбора пара; 5 — отсос паровоздушной смеси; 6 — пружинная опора; 7, 8 — подвод и отвод охлаждающей воды; 9 — горловина; 10 — трубный пучок; 11 — воздушный пучок; 12 — паровой щит; 13 — конденсатосборник

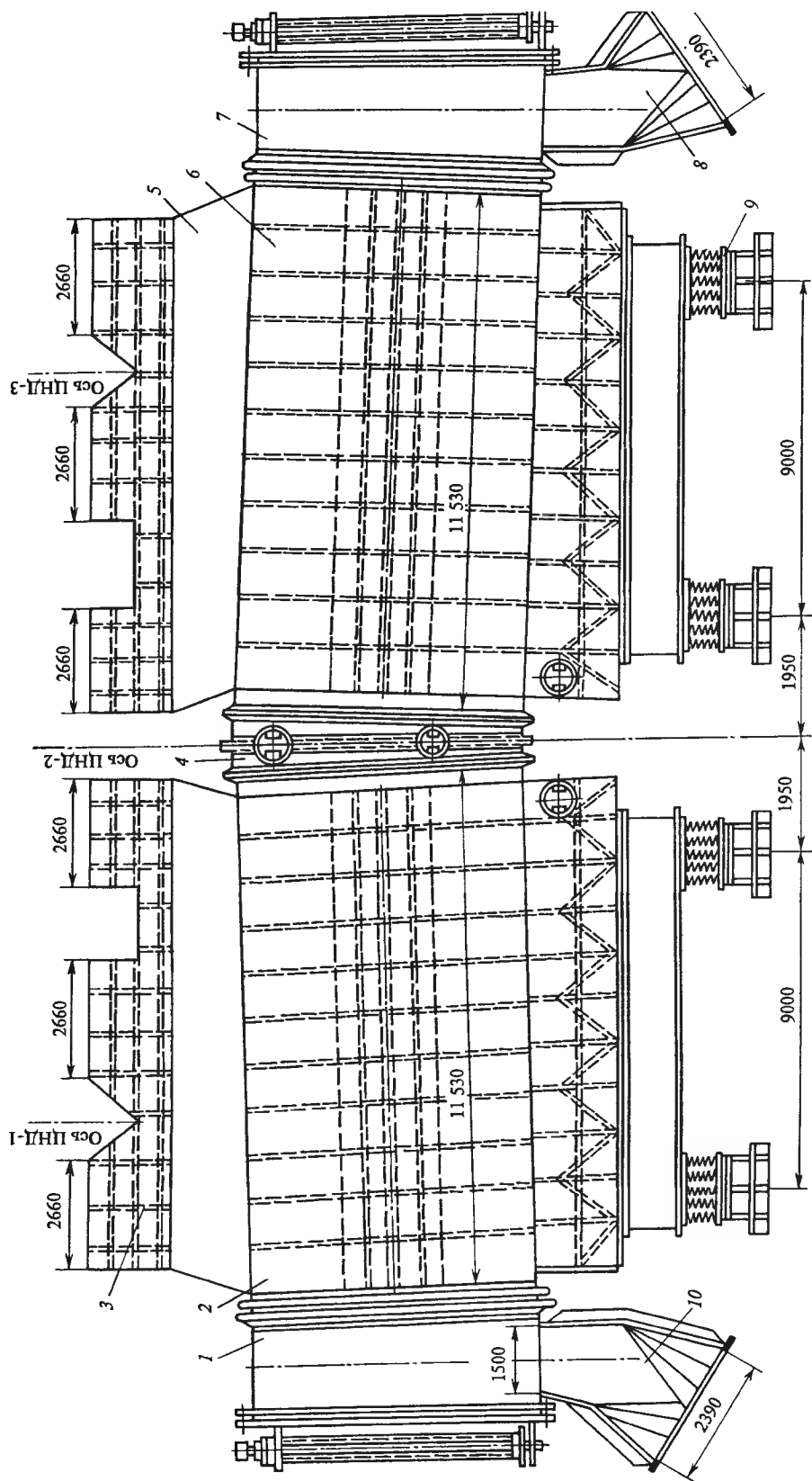


Рис. 8.11. Конденсатор 800-КПС-3

Рис. 8.12. Схема трехсекционного конденсатора (а) и изменение в нем температур (б)

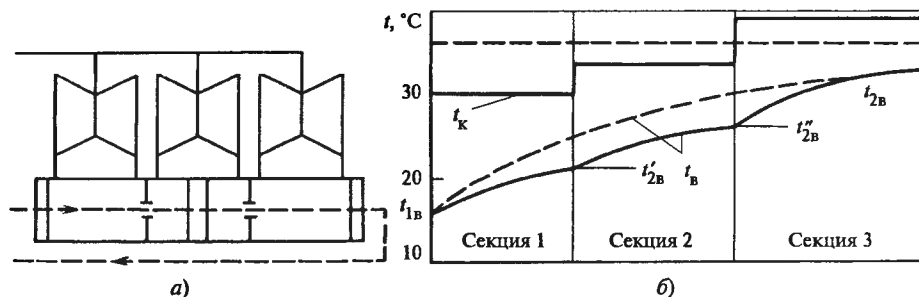


рис. 8.9, а) для выравнивания давления пара. Паровые пространства обеих секций конденсатора в верхней и нижней частях связаны патрубками, поэтому давления в них одинаковы. Аналогичным образом связаны их конденсатосборники.

Для турбины К-800-240-5 конденсатор выполнен аналогичным образом, но с секционированием. На рис. 8.12, а показана схема трехсекционного конденсатора, а на рис. 8.12, б — нагрев охлаждающей воды в секциях и соответствующие температуры конденсации t_k .

Паровое пространство одноходового конденсатора разделено на три секции, между которыми установлены уплотненные перегородки. Охлаждающая вода, поступающая в первую секцию, постепенно нагревается (рис. 8.12, б) от температуры $t_{1в}$ до температуры $t'_{2в}$, а поступающая во вторую секцию, — от $t'_{2в}$ до $t''_{2в}$, в третью, — от $t''_{2в}$ до $t_{2в}$. Поэтому в первой секции температура охлаждающей воды оказывается самой низкой, а в третьей — самой высокой. Вследствие этого как температура насыщения, так и давление в каждой секции будут различными; в первой секции (по ходу охлаждающей воды) они будут минимальными, а в третьей — максимальными.

Если бы конденсатор состоял только из одной секции, то температура охлаждающей воды изменялась бы так, как показано на рис. 8.12, б штриховой линией. Поэтому при секционировании конденсатора условия передачи теплоты конденсации охлаждающей воде в первых двух секциях оказываются лучше, чем в односекционном конденсаторе, так как в этих секциях температура охлаждающей воды в среднем меньше, чем при односекционной конструкции. Наоборот, третья секция попадает в худшие условия: если бы конденсатор был односекционным, то передача теплоты охлаждающей воде происходила бы в среднем при более низкой

температуре, чем в третьей секции трехсекционного конденсатора.

Таким образом, ЦНД, из которых пар выходит в первые две секции, вырабатывают большую мощность, а ЦНД, из которого пар поступает в третью секцию, — меньшую мощность, чем каждый из ЦНД турбины с односекционным конденсатором. В целом выигрыш в мощности в первых двух секциях перекрывает проигрыш в третьей секции, и поэтому секционирование конденсатора оказывается выгодным.

При использовании секционных конденсаторов можно получить дополнительную выгоду, перепуская образующийся конденсат перед подачей его в систему регенерации из секций с низким давлением в секции с высоким давлением.

На рис. 8.13 показана конструкция конденсатора теплофикационной турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ. Конденсатор расположен поперек оси турбины, приварен к ее выходному патрубку и опирается дополнительно на пружинные опоры. Основные трубные пучки и пучки воздухоохладителя размещены симметрично относительно оси турбины, имеют треугольную разбивку и ленточную компоновку с использованием всех современных средств, обеспечивающих нормальную работу. По воде конденсатор выполнен двухходовым: циркуляционная вода поступает в водяные камеры, разделенные перегородкой, обеспечивающей подвод охлаждающей воды сначала в пучок воздухоохладителя и периферийные трубки основного пучка, а затем во внутренние трубки основного пучка.

Характерной особенностью конструкций конденсаторов теплофикационных турбин является установка в них специального *встроенного теплофикационного пучка*, служащего для нагрева обратной сетевой или подпиточной воды в отопительный период, когда в конденсатор пропускается малое количество пара.

Теплофикационный пучок имеет ленточную компоновку, расположен на оси конденсатора и

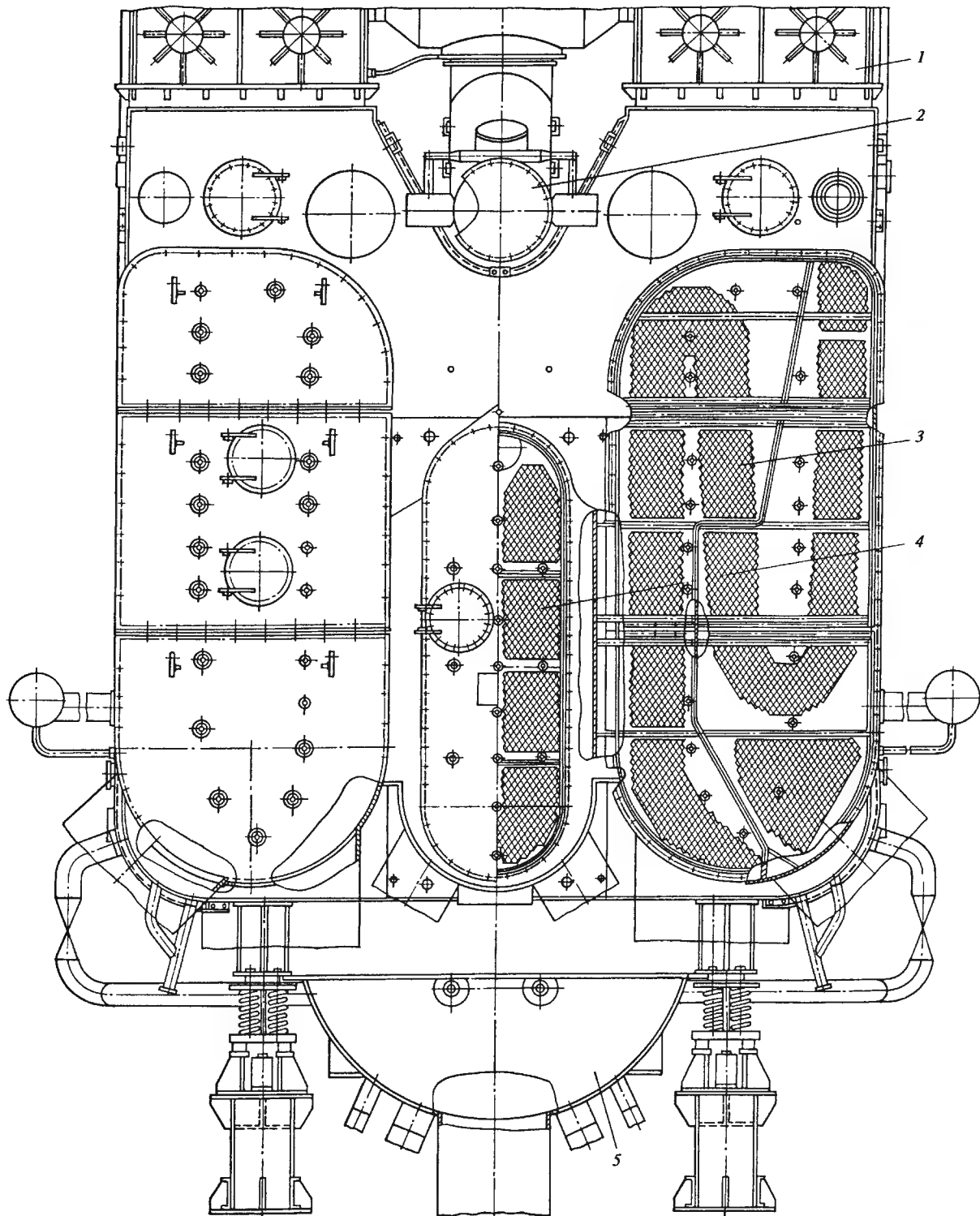


Рис. 8.13. Конденсатор турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ:

1 — корпус ЦНД; 2 — встроенный ПНД; 3 — основной пучок; 4 — теплофикационный пучок; 5 — конденсатосборник

имеет собственные водяные камеры, закрытые крышками. Крайние трубные доски являются общими для всех пучков (основного, воздухоохладителя и встроенного).

Конденсатор снабжен деаэрационным конденсатосборником, характерной особенностью которого является использование теплоты конденсата, поступающего из линии рециркуляции (при малых нагрузках турбины для поддержания уровня конденсата в конденсатосборнике во избежание срыва конденсатных насосов часть конденсата постоянно возвращается в конденсатор по линии рециркуляции), и теплоты дренажей регенеративных подогревателей для подогрева конденсата до температуры насыщения. Это повышает экономичность турбоустановки и улучшает деаэрационные качества конденсатора.

В горловину конденсатора кроме пускосбросного устройства, патрубка подвода химически очищенной воды встроен подогреватель низкого давления.

Конденсаторы паровых турбин АЭС характеризуются большей площадью поверхности теплообмена по сравнению с аналогичной поверхностью конденсаторов турбин той же мощности, но установленных на ТЭС.

Например, суммарная площадь поверхности охлаждения конденсатора турбины К-500-6,4/50 ХТЗ составляет $40\,500\text{ м}^2$, а конденсатора турбины К-500-23,5 ХТЗ — $23\,050\text{ м}^2$. Однако увеличенная поверхность конденсаторов турбин АЭС при частоте вращения ротора $n = 50\text{ с}^{-1}$ не создает значительных трудностей при их конструировании, так как габариты выхлопного патрубка ЦНД и число выхлопов турбин АЭС позволяют разместить такие конденсаторы при их подвальном расположении поперек оси турбины (турбоустановки типов К-220-4,3, К-500-6,4/50).

Для турбин АЭС с частотой вращения 25 с^{-1} возможно использование как традиционных подвальных конденсаторов, так и боковых. Целесообразность использования боковых конденсаторов (рис. 8.14) в первую очередь вызвана большими размерами ЦНД, при которых резко увеличиваются силы и деформации от действия атмосферного давления и тепловые деформации от неравномерного нагрева. В этих условиях при традиционных конструкциях ЦНД и конденсаторов, горловины которых приварены к выходным патрубкам турбины, трудно создать рациональную конструкцию фундамента и тем самым обеспечить надежную работу турбины.

Гораздо проще решить эти задачи при использовании боковых конденсаторов 1, устанавливаемых на фундаменте рядом с турбиной. Боковые конденсаторы практически не имеют силовой связи с корпусом ЦНД, поэтому усилия, действующие на последний, практически не зависят от вакуума в конденсаторе и заполнения его водой. Неуравновешенными при такой конструкции оказываются горизонтальные силы, действующие на боковые стенки конденсаторов. Они воспринимаются опорами 2 и передаются на мощный фундамент турбоагрегата. Опоры 2 выполнены гибкими в вертикальном направлении, что совместно с использованием компенсаторов 3 в переходных патрубках допускает независимые вертикальные перемещения конденсаторов и ЦНД.

Дополнительным преимуществом боковых конденсаторов является меньшая неравномерность параметров пара за последней ступенью, что повышает надежность работы лопаток; при этом создается высокая степень восстановления давления в переходных патрубках. Последние также использованы для размещения в них подогревателей низкого давления № 1 и 2.

Вместе с тем персонал, обслуживающий турбоустановку с боковыми конденсаторами, должен обращать особое внимание на повышенную опасность заброса воды из конденсатора в турбину при повышении в нем уровня конденсата (так как боковые конденсаторы расположены по отношению к турбине выше, чем подвальные), а также на необходимость поддержания хорошей плотности всех вакуумных соединений, которых в боковых конденсаторах больше, чем в подвальных.

Тепловые процессы, происходящие в конденсаторах турбин АЭС, работающих по двухконтурной схеме, такие же, как и в конденсаторах турбин, установленных на ТЭС. В связи с этим методики теплового и гидравлического расчетов таких конденсаторов, требования к технологии их изготовления, применяемые материалы такие же, как и для конденсаторов турбин ТЭС.

Конденсаторы турбин одноконтурных АЭС рассчитывают и конструируют с учетом радиоактивности пара и конденсата, повышенного содержания в паре неконденсирующихся газов в виде гремучей смеси, образующейся в реакторе в результате радиолиза воды. Предусматривают также дополнительные меры по обеспечению плотности соединений в местах крепления конденсаторных трубок в трубных досках.

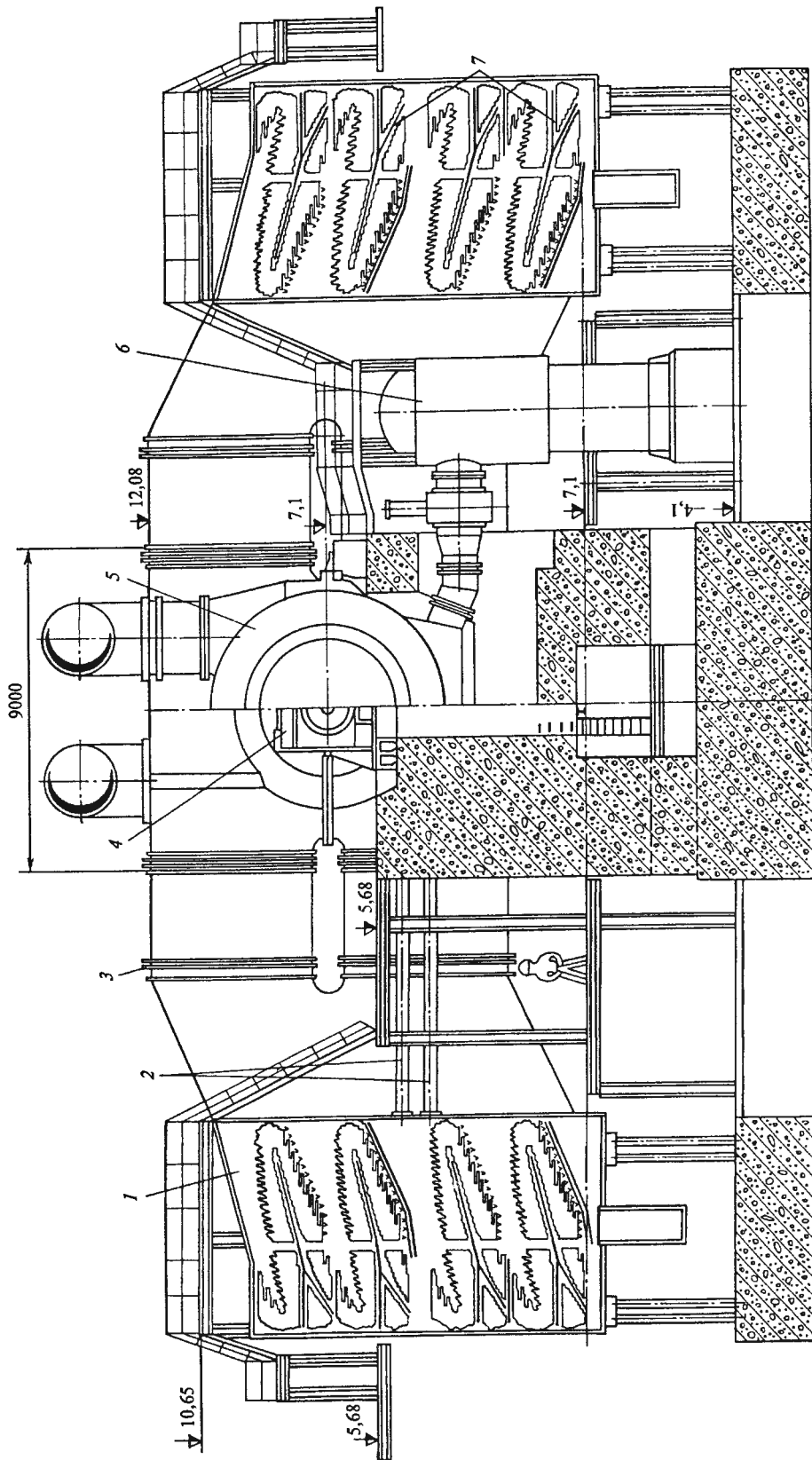


Рис. 8.14. Поперечный разрез турбины К-500-60/25 с боковыми конденсаторами:

1 — конденсатор; 2 — гибкие опоры; 3 — компенсатор; 4 — корпус подшипника; 5 — корпус подшпильника; 6 — ПНД; 7 — воздухоохладители модулей

8.6. ВОЗДУХООТСАСЫВАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

Воздухоотсасывающие устройства предназначены для удаления паровоздушной смеси из конденсатора и циркуляционной системы и поддержания необходимого вакуума. В паротурбинных установках применяют следующие типы воздухоотсасывающих устройств: пароструйные и водоструйные эжекторы и воздушные насосы.

Принципиальная схема эжектора изображена на рис. 8.15. Рабочее тело (пар — в пароструйном эжекторе, вода — в водоструйном) подается под давлением в приемную камеру, откуда через сопло (или несколько сопел) с большой скоростью направляется в камеру смешения, соединенную с паровым пространством конденсатора. Струя рабочего тела (пара или воды), обладая большой кинетической энергией, увлекает за собой паровоздушную смесь из камеры в суживающуюся часть канала переменного сечения и далее поступает в диффузор, в котором происходит торможение потока и преобразование кинетической энергии в потенциальную. Вследствие этого давление на выходе из диффузора превышает давление во внешней среде и происходит постоянное удаление паровоздушной смеси из конденсатора.

Самое широкое распространение в паротурбинных установках получили пароструйные эжекторы, которые выполняются одно-, двух- и трехступенчатыми. Одноступенчатые эжекторы создают разрежение до 0,073—0,08 МПа и применяются в качестве пусковых (для быстрого отсоса воздуха из конденсатора при пусках турбины). Двух- и трехступенчатые эжекторы создают более глубокое разрежение и применяются в качестве рабочих, обеспечивая устойчивую и надежную работу турбины при глубоком вакууме. В последних конструкциях пароструйных эжекторов имеются приборы для измерения количе-

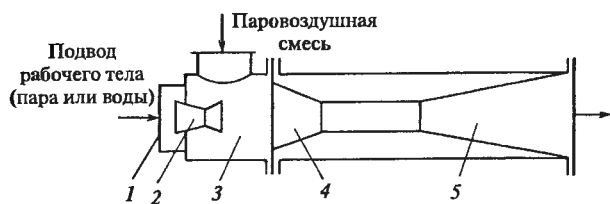


Рис. 8.15. Принципиальная схема эжектора:

1 — приемная камера; 2 — сопло; 3 — камера смешения; 4 — суживающаяся часть канала; 5 — диффузор

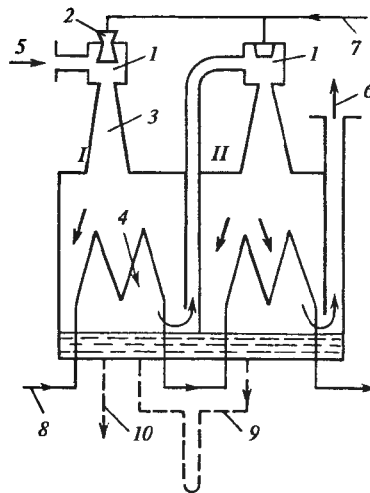


Рис. 8.16. Принципиальная схема двухступенчатого пароструйного эжектора:

1, II — первая и вторая ступени эжектора; I — присмные камсры; 2 — сопло; 3 — диффузор; 4 — холодильник; 5 — вход паровоздушной смеси; 6 — выхлоп эжектора; 7 — подвод рабочего пара; 8 — вход охлаждающей воды; 9 — сброс дренажа; 10 — отвод дренажа в конденсатор

ства отсасываемого воздуха, что позволяет контролировать воздушную плотность конденсатора.

Схема двухступенчатого пароструйного эжектора изображена на рис. 8.16. Отсасываемая из конденсатора паровоздушная смесь поступает в приемную камеру первой ступени эжектора и далее через диффузор направляется в холодильник, где происходит конденсация пара. Образовавшийся конденсат удаляется в конденсатор, а неконденсирующиеся газы с примесью пара попадают во вторую ступень эжектора. Через патрубок газы (выпар) из холодильника второй ступени удаляются в атмосферу, а конденсат перепускается в холодильник первой ступени (линия 9) и затем в конденсатор (линия 10). Рабочее тело в двухступенчатом эжекторе, изображенном на рис. 8.16, практически не теряется.

Основными причинами неудовлетворительной работы пароструйных эжекторов, приводящими к ухудшению вакуума в турбине, являются: малый расход рабочего пара из-за засорения сопл эжектора или падения давления рабочего пара; повышение температуры паровоздушной смеси из-за загрязнения холодильников эжекторов или уменьшения расхода воды через них; рециркуляция воздуха между ступенями эжектора и между первой ступенью эжектора и конденсатором при наличии не-

плотностей в перегородках между ступенями и другие факторы.

Аварийные случаи в работе пароструйных эжекторов связаны с их «запариванием» либо с «захлебыванием». «Запаривание» — это нарушение нормальной работы пароструйного эжектора, возникающее вследствие неполной конденсации пара в холодильниках эжекторов при недостаточном расходе через них конденсата. «Захлебывание» эжекторов — переполнение их охладителей конденсатом вследствие неудовлетворительной работы системы сброса конденсата в конденсатор.

В последнее время все большее применение находят водоструйные эжекторы, рабочим телом в которых служит вода, отбираемая из напорного циркуляционного водовода в количестве 5—7 %. Водяные эжекторы могут создавать более глубокий вакуум, чем пароструйные. Однако отсасываемый пар и его теплота теряются.

8.7. ВОЗДУШНАЯ И ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ПЛОТНОСТИ КОНДЕНСАТОРА

Воздушная плотность конденсатора характеризуется присосами воздуха в паровое пространство. Согласно Правилам технической эксплуатации электрических станций и сетей присосы воздуха, кг/ч, в диапазоне паровых нагрузок конденсатора 40—100 % не должны превышать значений, определяемых формулой

$$G_v = 8 + 0,065N,$$

где N — мощность турбины, МВт.

Присутствие воздуха в паровом пространстве конденсатора существенно ухудшает условия теплообмена между конденсирующимся паром и охлаждающей водой, приводит к росту парового сопротивления конденсатора, снижению температуры пара в нем и как следствие к переохлаждению конденсата. Значительные присосы воздуха могут вызвать перегрузки воздухоудаляющих устройств и ухудшение вакуума по этой причине, а также падение деаэрирующей способности конденсатора и повышение насыщения конденсата кислородом. Повышение содержания кислорода в питательной воде увеличивает коррозию элементов, входящих в водяной тракт от конденсатора до деаэратора. Кислородная коррозия конструкционных материалов питательного

trakta помимо разрушения металла вызывает занос трубок котла и проточной части турбины оксидами железа, меди и другими соединениями. Особенно недопустимо проникновение воздуха в зону вакуумной системы, заполненной конденсатом. В этом случае даже минимальные присосы, намного меньшие нормированных, вызывают резкое повышение содержания кислорода в конденсате.

Гидравлическая плотность конденсатора характеризуется присосами охлаждающей воды. Практически определить расход присосов трудно, и поэтому о гидравлической плотности конденсатора судят по жесткости конденсата, которая не должна превышать 0,5 мкг-экв/кг для прямоточных котлов и энергоблоков АЭС и находиться в пределах от 10 до 1 мкг-экв/кг для котлов с естественной циркуляцией и давлением от 4 до 10 МПа.

Гидравлическая плотность конденсатора обеспечивается правильным выбором материала конденсаторных трубок и конструктивными решениями, исключающими возможность попадания циркуляционной воды в паровое пространство конденсатора в местах разъемных соединений конденсатора, вальцовочных креплений трубок в трубных досках и в самих трубках, подверженных различным механическим, эрозионным и коррозионным повреждениям.

Наиболее опасны с точки зрения ухудшения гидравлической плотности механические повреждения трубок, так как обрыв даже одной трубки приводит к необходимости снижения нагрузки или в отдельных случаях к аварийной остановке турбины. Причинами механических повреждений трубок могут быть вибрационная усталость, эрозия периферийных трубок, эрозия трубок в местах подвода дренажей, некачественная вальцовка и стирание трубок в местах прохода их через промежуточные перегородки и др. Предотвращение поломок трубок от вибрации достигается за счет тщательной отстройки трубного пучка от резонанса и недопущения автоколебаний трубок. Для предотвращения эрозии иногда целесообразно в первом по ходу пара ряду пучков установить заглушенные трубки, которые гасили бы энергию капель. Целесообразно также первые ряды трубных пучков компоновать трубками из износостойких материалов, а также трубками с повышенной толщиной стенок.

Более частой причиной повреждения трубок является коррозия, которая может возникнуть вследствие воздействия коррозионно-активных примесей, содержащихся в охлаждающей воде. Радикальным средством борьбы с коррозией является правильный выбор материалов трубок в зависимости от качества охлаждающей воды. Так, если солесодержание охлаждающей воды превышает 300 мг/кг, рекомендуется применять конденсаторные трубки из латуни Л-68, а при большем солесодержании конденсата — из оловянистой латуни ЛО 70-1. Коррозии с паровой стороны может подвергаться лишь небольшое число трубок в области воздухоохладителя, где сильно возрастает концентрация газов в паровоздушной смеси. Этот участок труб рекомендуется изготавливать из нержавеющей стали. Для конденсаторов, работающих на морской воде, используют титановые сплавы или нержавеющие стали.

Требования к гидравлической плотности конденсаторов вызывают необходимость уделять значительное внимание вопросам дополнительной герметизации вальцовочных соединений. Подсос сырой воды в паровое пространство конденсатора через неплотности вальцовочного соединения является постоянно действующим фактором, поскольку обеспечить абсолютную плотность нескольких десятков тысяч вальцовочных соединений не представляется возможным. Особенно сложно решается эта задача применительно к конденсаторам мощных турбин на сверхкритические параметры пара, поскольку требования к качеству конденсата в этих установках достаточно жесткие.

Наиболее часто в конденсаторах для предохранения конденсата от попадания в него охлаждающей воды через неплотности в местах вальцовочных соединений: 1) применяют двойные трубные доски (рис. 8.17, а); 2) создают «солёные» отсеки в паровом пространстве конденсатора (рис. 8.17, б); 3) увеличивают толщину основных трубных досок; 4) наносят уплотняющие покрытия на трубные доски и выступающие концы конденсаторных трубок со стороны водяных камер; 5) выполняют отверстия в трубных досках с кольцевыми или винтообразными канавками и т.д.

В первом случае (рис. 8.17, а) в пространство, создаваемое двойными трубными досками, подается конденсат с давлением, превышающим давление охлаждающей воды. Это усложняет конструкцию и затрудняет ремонт конденсатора, а конденсат, перетекающий в линию охлаждающей воды, безвозвратно теряется.

В схеме с «солёными» отсеками (рис. 8.17, б) циркуляционная вода, проникающая через неплотности вальцовочных соединений, попадает в отсек, образованный основной и дополнительной трубными досками, и удаляется дренажным насосом с некоторым количеством конденсата.

Устройство «солёных» отсеков дает возможность при возникновении течи в вальцовочных соединениях обеспечить работу агрегата до очередной его остановки без существенного ухудшения качества основной массы конденсата. Кроме того, по изменению концентрации солей в «солёном» отсеке можно судить о появлении весьма умеренных

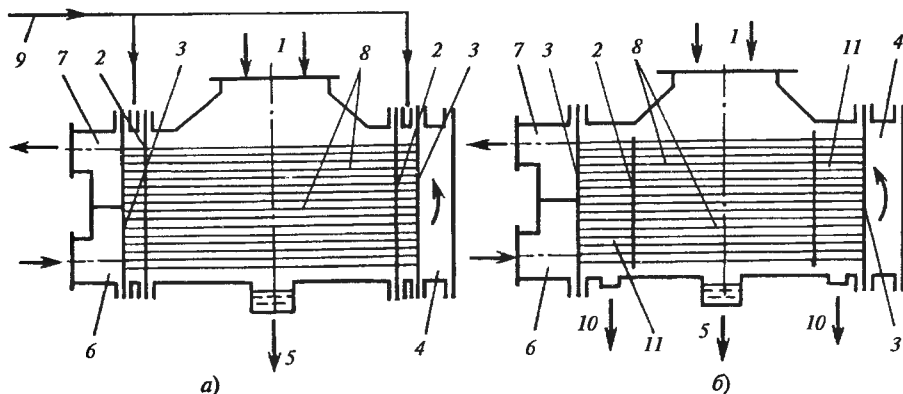


Рис. 8.17. Схема двухходового конденсатора с двойными трубными досками (а) и с «солёными» отсеками (б):

1 — вход пара; 2, 3 — дополнительная и основная трубные доски; 4 — поворотная камра охлаждающей воды; 5 — отвод основного конденсата; 6, 7 — входная и выходная камеры охлаждающей воды; 8 — конденсаторные трубки; 9 — подача конденсата или обессоленной воды из демпферного бака; 10 — отвод конденсата «солёных» отсеков; 11 — «солёные» отсеки

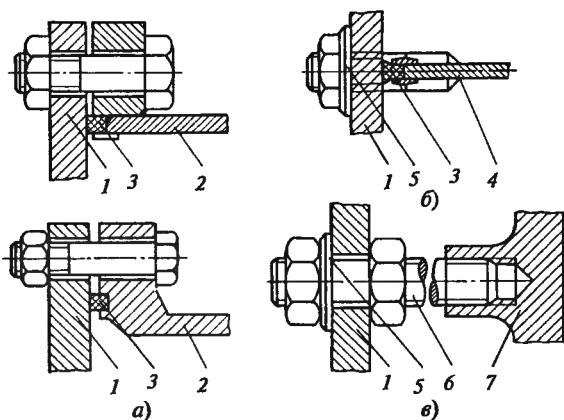


Рис. 8.18. Уплотнения разъемных соединений конденсатора:

а — уплотнение крышек водяных камер; *б* — то же разделительной перегородки; *в* — то же анкерного болта водяной камеры; 1 — крышка водяной камеры; 2 — стенка водяной камеры; 3 — уплотняющий резиновый шнур; 4 — перегородка; 5 — уплотняющая подмотка; 6 — анкерная шпилька; 7 — трубная доска

присосов, которые в обычных условиях не прослеживаются. В целях исключения попадания охлаждающей воды в паровое пространство конденсатора через неплотности разъемных соединений производят их уплотнение (рис. 8.18).

Трубные доски и боковые стенки водяных камер приваривают к корпусу конденсатора. Крышки водяных камер, которые нецелесообразно крепить к стенкам водяных камер сваркой из-за необходимости доступа к трубным доскам, уплотняют резиновым прямоугольным шнуром (рис. 8.18, *а*) и большим количеством стягивающих болтов. Аналогичным образом уплотняют перегородки водяных камер (рис. 8.18, *б*) при организации нескольких ходов воды. На крышки водяных камер действуют большие усилия от давления охлаждающей воды. Для того чтобы не делать крышки толстыми, в водяных камерах устанавливают анкерные связи (рис. 8.18, *в*). На трубных досках выполнены приливы, в которые ввинчены анкерные шпильки. Для уплотнения отверстия в крышке служит специальная подмотка.

8.8. ОСНОВЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ КОНДЕНСАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Основными эксплуатационными показателями, отражающими состояние конденсатора и его работу, являются давление в конденсаторе p_k и температур-

ный напор на выходе δt при фактических расходе пара в конденсатор G_k , расходе охлаждающей воды W и ее температуре $t_{1в}$. С помощью обобщения результатов испытаний конденсаторов конкретного типа, проводимых специализированными организациями, получают *нормативные энергетические характеристики* конденсатора в виде зависимостей $p_k^H = f(G_k, t_{1в})$ и $\delta t^H = f(G_k, t_{1в})$ для нескольких расходов охлаждающей воды (обычно номинального $W_{ном}$, $0,7W_{ном}$ и $1,3W_{ном}$). Примеры таких характеристик представлены на рис. 8.19 и 8.20. Путем интерполяции нормативных характеристик при заданных условиях эксплуатации (W , G_k и $t_{1в}$) можно найти нормативные значения p_k^H и δt^H .

С помощью p_k , p_k^H и сетки поправок на вакуум (рис. 8.21) можно оценить потерю мощности турбины вследствие повышения давления в конденсаторе.

Увеличение δt по отношению к нормативному значению δt^H свидетельствует об ухудшении условий теплообмена в конденсаторе, что может быть вызвано увеличением подсосов воздуха в вакуумную систему, ухудшением работы воздухоотсасывающих устройств, загрязнением поверхности охлаждения конденсатора и другими причинами.

Кроме того, для эксплуатационного контроля и анализа работы конденсационной установки измеряют ряд других параметров: температуру и давление охлаждающей воды на входе в конденсатор и выходе из него, нагрузку конденсатора, температуру конденсата на выходе, давление перед соплами эжектора, солесодержание конденсата и др.

При эксплуатации в первую очередь должна обеспечиваться чистота теплообменных поверхностей. Наиболее эффективным способом поддержания чистоты трубок является использование *эластичных шариков* из пористой резины, диаметр которых больше внутреннего диаметра трубок на 1—2 мм. Шарики подаются во входную камеру конденсатора и движутся по трубкам под действием разности давлений во входной и выходной водяных камерах. *Шарики выполняют профилактические функции — они не дают оседать отложениям на внутренних поверхностях трубок.* Использование непрерывной шариковой очистки дает целый ряд преимуществ:

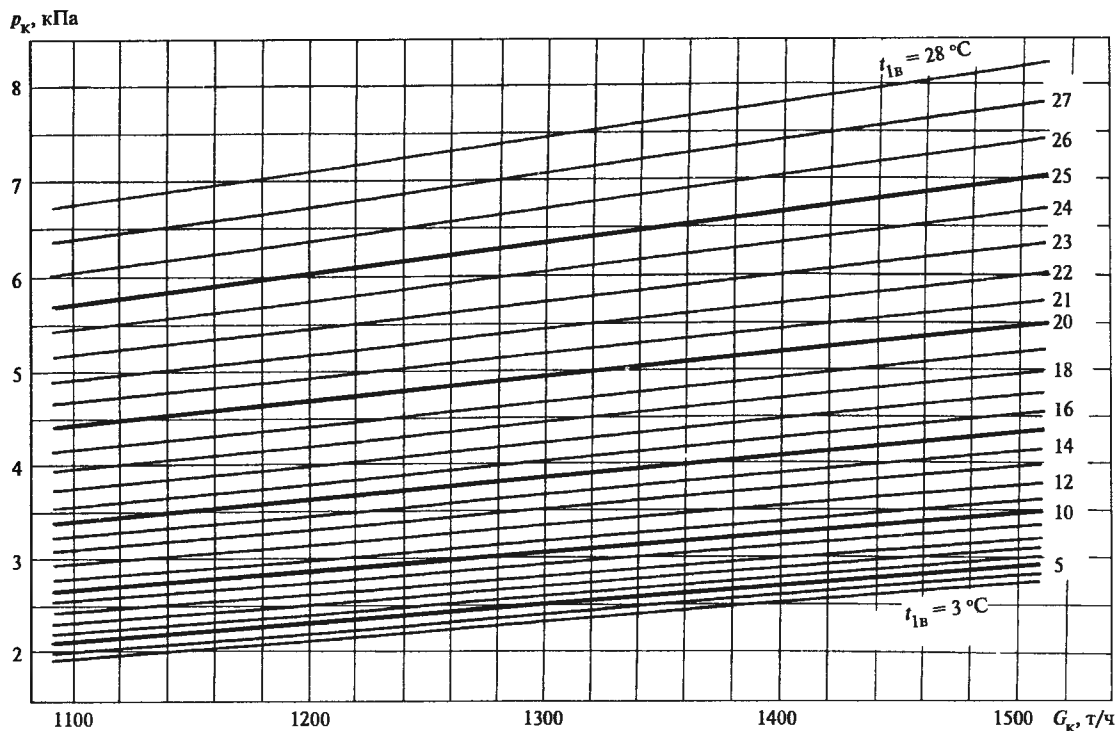


Рис. 8.19. Зависимость давления в конденсаторе 800КЦС-3 от расхода пара и температуры охлаждающей воды для номинального расхода воды $W_{ном} = 73\,000$ т/ч

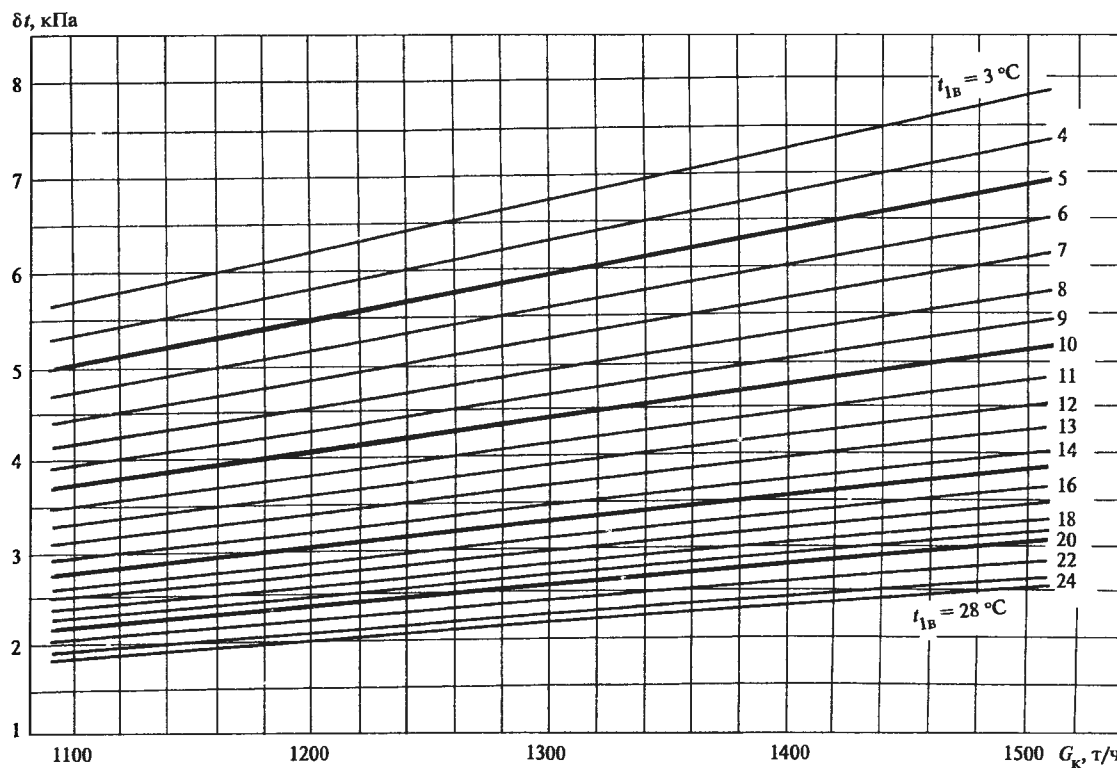


Рис. 8.20. Зависимость температурного напора в конденсаторе 800КЦС-3 от расхода пара и температуры охлаждающей воды при изменении расхода воды в пределах $(0,9 \dots 1,1)W_{ном} = 65\,000 \dots 80\,000$ т/ч

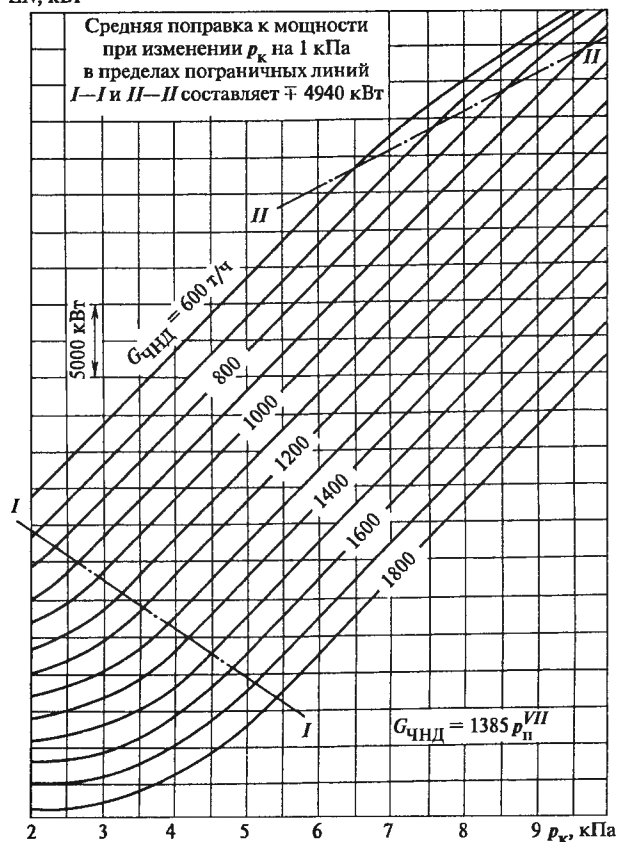


Рис. 8.21. Сетка поправок к мощности турбины на вакуум для конденсатора 800КЦС-3 (расход пара в ЧНД определяется по его давлению в седьмом отборе)

поддерживается чистота трубок и, следовательно, высокий коэффициент теплопередачи, что позволяет снизить удельный расход теплоты на турбоустановку в разрезе года на 1—2 %;

повышается долговечность конденсаторных трубок, так как исключается язвенная подшламовая коррозия, протекающая под отложениями. Тем самым предотвращаются присосы охлаждающей воды в питательный тракт, что повышает надежность работы энергоблока в целом;

исключаются механические чистки, приводящие к повреждению защитного оксидного слоя на внутренних поверхностях трубок и снижению их долговечности;

исключаются термические сушки, приводящие к нарушению вальцовки трубок в трубных досках и росту присосов сырой воды в питательный тракт;

исключаются химические промывки, использование которых вызывает серьезные экологические проблемы.

Схема системы для поддержания чистоты конденсатора показана на рис. 8.22. Охлаждающая вода циркуляционным насосом подается к очистительному фильтру, не допускающему попадания механических загрязнений в водяные камеры и в трубную систему конденсатора, что, кроме всего прочего, нарушает нормальную циркуляцию шариков и их сохранность. Фильтр представляет собой проволочную сетку с размерами ячейки примерно 5×5 мм, установленную на колесе, которое уплотнено по периферии и периодически может медленно вращаться электродвигателем через редуктор.

Фильтр выполнен самоочищающимся. При нормальной работе колесо фильтра не вращается, а сетка задерживает механические загрязнения. При заносе сетки и увеличении ее гидравлического сопро-

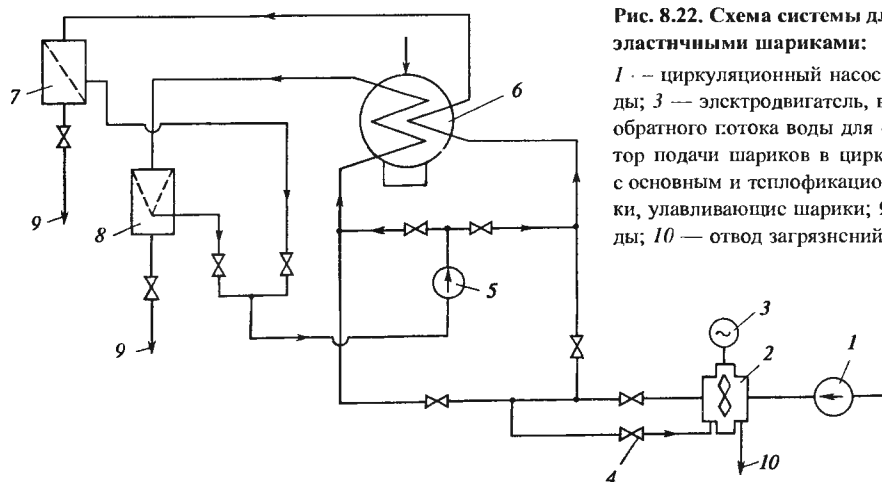


Рис. 8.22. Схема системы для поддержания чистоты конденсатора эластичными шариками:

1 — циркуляционный насос; 2 — фильтр очистки охлаждающей воды; 3 — электродвигатель, вращающий колесо фильтра; 4 — подача обратного потока воды для очистки сетки фильтра; 5 — насос-дозатор подачи шариков в циркуляционную систему; 6 — конденсатор с основным и теплофикационным трубными пучками; 7, 8 — решетки, улавливающие шарики; 9 — в сливные каналы охлаждающей воды; 10 — отвод загрязнений

тивления контактный дифманометр, измеряющий разность давлений до и после сетки, включает двигатель вращения колеса и обеспечивает подачу отмывочной воды, поступающей в направлении, обратном основному потоку охлаждающей воды. За один-два оборота колеса происходит смыв загрязнений, гидравлическое сопротивление фильтра снижается, и колесо останавливается. Таким образом, отмывка фильтра происходит автоматически.

Очищенная охлаждающая вода поступает в напорный водовод, в который специальным насосом строго дозированно подаются очищающие шарики. Они попадают в трубные пучки конденсатора и не дают осесть отложениям. Шарики, покидающие конденсатор, улавливаются с помощью специальных решеток и направляются к насосу-дозатору. Тем самым осуществляется непрерывная циркуляция очищающих шариков и поддерживается чистой внутренняя поверхность трубок конденсатора.

При эксплуатации конденсационной установки должны проводиться:

- контроль за чистотой поверхности охлаждения и трубных досок конденсатора;

- профилактические мероприятия по предотвращению загрязнения конденсатора для поддержания нормативного температурного напора;

- периодические чистки конденсатора при увеличении давления в нем на 0,5 % по сравнению с нормативным значением;

- контроль за расходом охлаждающей воды на конденсатор и поддержание его в соответствии с температурой охлаждающей воды и нагрузкой;

- периодическая проверка плотности вакуумной системы и ее уплотнение;

- контроль за гидравлической плотностью конденсатора путем химических анализов конденсата;

- контроль за содержанием кислорода в конденсате после конденсатных насосов.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ПАРОВЫХ ТУРБИН

9.1. ПАРОВАЯ ТУРБИНА КАК ОБЪЕКТ РЕГУЛИРОВАНИЯ

В подавляющем большинстве случаев паровые турбины в энергетике используются в качестве первичных двигателей для привода синхронных электрических генераторов. Так как вырабатываемая электрическая энергия нигде в энергосистеме не аккумулируется, то ее производство в любой момент времени должно соответствовать потреблению. Критерием этого соответствия является постоянство частоты сети — параметра, значение которого в установившемся режиме одинаково для любой точки энергосистемы. Номинальное значение частоты сети в России равно 50 Гц и должно поддерживаться с высокой точностью.

Частота переменного тока f определяется частотой вращения n приводимого турбиной синхронного генератора и связана с ней соотношением

$$f = pn, \quad (9.1)$$

где p — число пар полюсов генератора.

При $p = 1$ частоте $f = 50$ Гц соответствует $n = 50 \text{ с}^{-1}$ (3000 об/мин). Генераторы, приводимые во вращение тихоходными турбинами с $n = 25 \text{ с}^{-1}$, имеют две пары полюсов, для них $p = 2$.

Требование постоянства частоты определяет одну из основных задач регулирования турбины: сохранение частоты вращения ротора турбогенератора, и следовательно, турбины постоянной и близкой к номинальной, несмотря на изменения нагрузки.

Если турбина предназначена для комбинированной выработки электрической и тепловой энергии (так называемые теплофикационные турбины), то наряду с поддержанием постоянной частоты вращения ротора турбины ставятся дополнительные условия сохранения неизменными давлений в камерах регулируемых отборов или за турбиной при изменениях тепловой нагрузки.

Для выполнения этих и ряда других задач, которые будут рассмотрены в дальнейшем, паровые

турбины снабжаются *системами автоматического регулирования*.

Рассмотрим некоторые свойства турбины как объекта регулирования. На рис. 9.1 представлены кривые изменения крутящего момента M_T , развиваемого паром, расширяющимся в турбине (кривая 1), и тормозящего момента сопротивления на валу генератора M_G (кривая 2). Моментные характеристики турбины построены для постоянного расхода пара, что при неизменных параметрах пара соответствует определенному открытию регулирующих клапанов.

Установившемуся режиму работы, при котором $M_T = M_G$, соответствует пересечение моментных характеристик в точке a при частоте вращения n_a . При изменении нагрузки электрической сети, например при отключении некоторых потребителей, характеристика генератора сместится в положение, определяемое кривой 3. Если параметры пара и положение регулирующих клапанов турбины останутся неизменными, то новый стационарный режим работы турбоагрегата будет достигнут в точке b . Таким образом, турбина и генератор могут переходить от одного устойчивого режима работы к другому без какого-либо воздействия на них за счет одного лишь *саморегулирования*. Саморегулирование определяется тем, что в точке пересечения моментных характеристик $\partial M_T / \partial n < 0$, а $\partial M_G / \partial n > 0$.

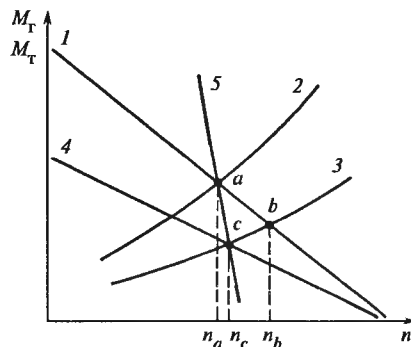


Рис. 9.1. Моментные характеристики турбины (1 и 4) и генератора (2 и 3), статическая характеристика турбоагрегата (5)

При отсутствии автоматического регулирования все возможные установившиеся режимы работы турбоагрегата соответствуют линии 1, которая является в этом случае его статической характеристикой. Следует, однако, заметить, что возникающие в процессе саморегулирования изменения частоты вращения недопустимо велики в отношении как качества отпускаемой электрической энергии, так и надежности турбины и генератора. Возникает, следовательно, необходимость управлять турбиной таким образом, чтобы частота вращения ротора оставалась постоянной или изменялась в заданных узких пределах.

При нарушении установившегося режима работы угловое движение валопровода турбоагрегата описывается уравнением

$$J d\omega/d\tau = M_T - M_G, \quad (9.2)$$

где J — суммарный момент инерции валопровода, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $d\omega/d\tau$ — угловое ускорение валопровода, с^{-2} .

Из уравнения (9.2) следует, что восстановление установившегося режима возможно только при изменении одного из моментов M_T или M_G . Воздействие на удаленных и рассредоточенных потребителей электрической энергии с целью изменения их мощности, конечно, невозможно, если не считать частотную разгрузку в энергосистеме. Поэтому для паровых турбин остается единственный способ регулирования — воздействие на момент, развиваемый паром на рабочих лопатках. Иными словами, при изменении нагрузки сети и смещении моментной характеристики генератора следует также сместить и моментную характеристику турбины (рис. 9.1, кривая 4) изменением расхода пара. Новый равновесный режим работы будет достигнут в точке с при частоте вращения n_c , лишь незначительно превышающей n_a .

Все возможные установившиеся режимы работы турбоагрегата при совместном изменении характеристик турбины и генератора определяются линией 5, которая является *статической характеристикой управляемого турбоагрегата*.

Допуская некоторое небольшое отклонение частоты вращения от заданного значения, можно использовать его в качестве командного импульса для автоматического управления турбиной. На этом фундаментальном принципе управления по отклонению построены все без исключения системы регулирования частоты вращения турбин. Для повышения быстродействия в них могут быть использо-

ваны дополнительные импульсы по угловому ускорению $d\omega/d\tau$ или по нагрузке (возмущению).

9.2. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Рассмотрим принципиальную схему регулирования турбины с центробежным регулятором частоты вращения, представленную на рис. 9.2. С ростом частоты вращения n центробежные силы грузов 5 увеличиваются, муфта (точка А) регулятора 1 поднимается, сжимая пружину 6 и поворачивая рычаг АВ вокруг точки В. Соединенный с рычагом в точке С отсечной золотник 2 смещается из среднего положения вверх, за счет чего верхняя полость гидравлического сервомотора 3 сообщается с напорной линией, а нижняя — со сливной. Поршень сервомотора перемещается вниз, прикрывая регулирующий клапан 4 и уменьшая пропуск пара в турбину. Одновременно с помощью обратной связи (правый конец рычага АВ связан со штоком поршня сервомотора) золотник возвращается в среднее положение, в результате чего стабилизируется переходный процесс и обеспечивается устойчивость регулирования. При снижении частоты вращения процесс ре-

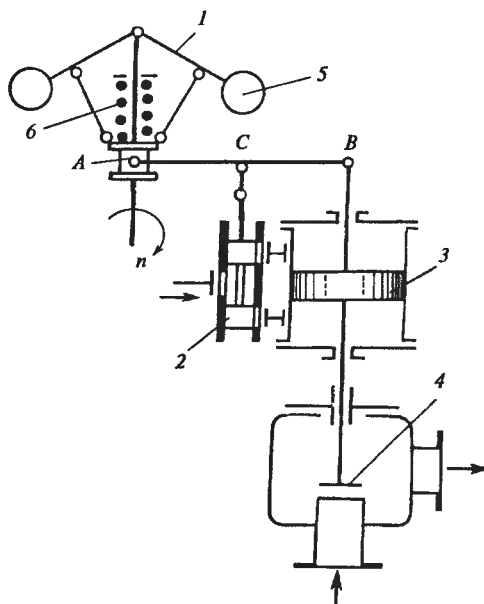


Рис. 9.2. Принципиальная схема регулирования с однократным усилением:

1 — регулятор частоты вращения; 2 — отсечной золотник; 3 — сервомотор; 4 — регулирующий клапан; 5 — грузы регулятора; 6 — пружина регулятора

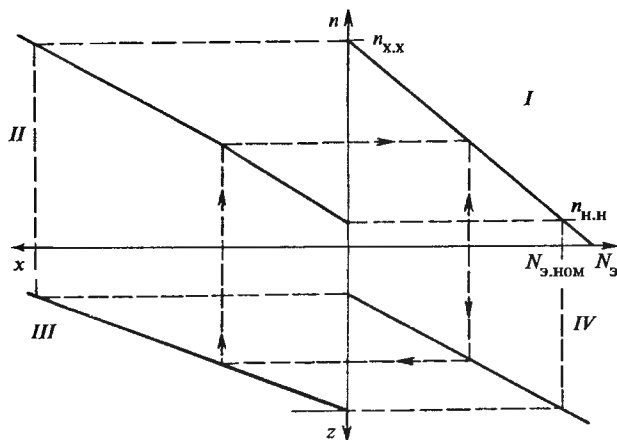


Рис. 9.3. Развернутая статическая характеристика регулирования

гулирования протекает аналогично, но с увеличением пропуска пара в турбину.

Совокупность установившихся режимов работы турбины и положений органов ее системы регулирования изображается с помощью *развернутой статической характеристики регулирования* (рис. 9.3).

Зависимость перемещения муфты регулятора от частоты вращения $x = f(n)$ в квадранте II диаграммы представляет собой статическую характеристику регулятора частоты вращения, полностью определяемую конструкцией последнего.

Так как на всех установившихся режимах работы отсечной золотник занимает одно и то же среднее положение, в котором он отсекает подвод масла из напорной линии к полостям сервомотора, то положение точки C (рис. 9.2) оказывается неизменным, а зависимость хода сервомотора от перемещения муфты регулятора $z = f(x)$ будет прямолинейной (квадрант III диаграммы).

Наконец, в квадранте IV дана зависимость вырабатываемой электрической мощности от хода сервомотора $N_э = f(z)$, определяемая при неизменных параметрах пара.

По характеристикам квадрантов II—IV диаграммы простым построением, показанном на рис. 9.3 штриховыми линиями, в квадранте I находим зависимость $n = f(N_э)$, связывающую регулируемый параметр — частоту вращения — с мощностью. Это и есть собственно *статическая характеристика регулирования частоты вращения*, имеющая важнейшее значение для работы турбины как в изолированной электрической сети, так и параллельно с другими агрегатами в общей энергосистеме.

Как следует из статической характеристики регулирования, при изменении мощности частота вращения не остается постоянной. Она несколько снижается с ростом мощности. При изменении нагрузки от номинальной до нуля (холостой ход) установившаяся или статическая ошибка регулирования составляет $n_{х.х} - n_{н.н}$.

Наклон статической характеристики регулирования определяется отношением статической ошибки к номинальной частоте вращения n_0 , т.е. величиной

$$\delta = \frac{n_{х.х} - n_{н.н}}{n_0}, \quad (9.3)$$

называемой *степенью неравномерности (статизмом) регулирования частоты вращения* турбины. В соответствии с ГОСТ 24278-89 при номинальных параметрах пара $\delta = 0,04 \dots 0,05$. При меньших значениях степени неравномерности трудно обеспечить достаточную устойчивость регулирования, а при больших ее значениях ухудшается точность регулирования и возрастает динамическое повышение частоты вращения при сбросах нагрузки. Тем не менее в современных электрогидравлических системах регулирования мощных паровых турбин имеется возможность оперативно изменять степень неравномерности регулирования в пределах $\delta = 0,02 \dots 0,08$.

Под рациональной статической характеристикой в настоящее время часто понимают характеристику, имеющую участки с разной крутизной, которая характеризуется *местной степенью неравномерности*

$$\delta_* = -(dn/dN_э)(N_{э.ном}/n_0). \quad (9.4)$$

Повышенная местная неравномерность обычно выбирается при малых нагрузках в области холостого хода и при больших нагрузках, близких к номинальной (рис. 9.4). Но если при $N_э \leq 0,15N_{э.ном}$ местная степень неравномерности не регламентируется, то при $N_э \geq 0,9N_{э.ном}$ она не должна превышать среднего значения более чем в 3 раза. Кроме того,

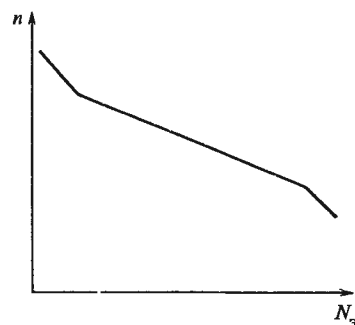
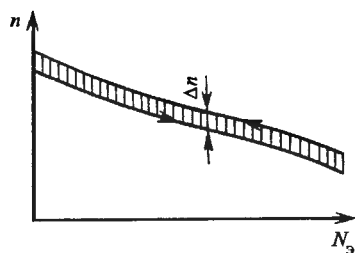


Рис. 9.4. Статическая характеристика регулирования с повышенной местной неравномерностью при малых и больших нагрузках

Рис. 9.5. Статическая характеристика регулирования при наличии нечувствительности



при работе на всех нагрузках должно быть обеспечено $\delta_* \geq 0,02$, что продиктовано необходимостью исключить очень пологие участки статической характеристики, на которых теряется устойчивость.

При построении развернутой статической характеристики принималось, что все ее зависимости являются однозначными. В реальных системах это не выполняется. Статические характеристики некоторых элементов и системы в целом, полученные при нагружении и разгрузке турбины, не совпадают (рис. 9.5), что свидетельствует о *нечувствительности регулирования*, характеризуемой *степенью нечувствительности* по частоте вращения $\epsilon_n = \Delta n / n_0$.

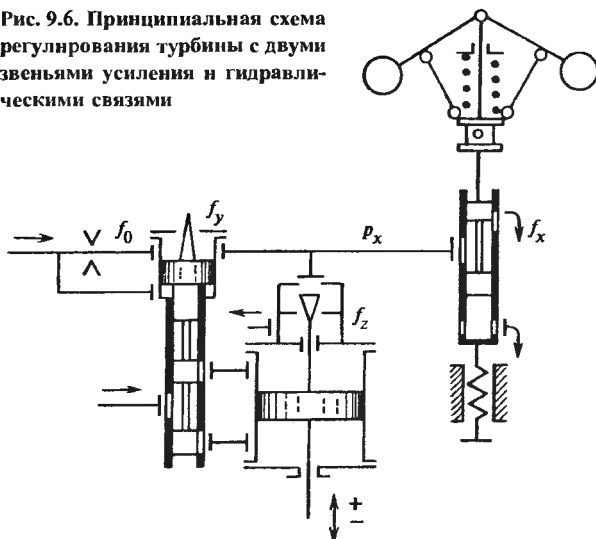
Основной вклад в появление нечувствительности вносят силы трения в регуляторах старых конструкций, передаточных механизмах, золотниках, сервомоторах, регулирующих клапанах, люфты в шарнирных соединениях, перекрыши на окнах отсечных золотников.

С ростом нечувствительности процесс регулирования ухудшается, снижается его точность, возможно возникновение автоколебаний. Поскольку степень нечувствительности в значительной мере характеризует совершенство системы регулирования, она регламентируется ГОСТ 13109-87. Для турбин ТЭС мощностью свыше 150 МВт с гидравлическими системами регулирования степень нечувствительности не должна превышать 0,1%. В электрогидравлической системе регулирования с регулятором мощности должно быть обеспечено $\epsilon_n \leq 0,06\%$.

Современная тенденция ужесточения требований по нечувствительности ставит перед конструкторами систем регулирования турбин непростую задачу. Одним из путей ее решения является практически полный отказ от механических связей в системе регулирования и замена их гидравлическими или электрическими.

В качестве примера на рис. 9.6 представлена принципиальная схема регулирования турбины с двумя звеньями усиления и гидравлическими связями. Управляемый проточным золотником регулятора частоты вращения дифференциальный сервомотор первой ступени усиления выполнен как еди-

Рис. 9.6. Принципиальная схема регулирования турбины с двумя звеньями усиления и гидравлическими связями



ное целое с отсечным золотником главного сервомотора, перемещающего регулирующие клапаны. Все прямые и обратные связи в системе регулирования выполнены гидравлическими.

Масло из напорной линии через дроссель постоянного сечения площадью f_0 поступает в импульсную линию, откуда сливается через три параллельно включенных сечения, регулируемых золотником регулятора (f_x), конусом самовыключения дифференциального сервомотора (f_y) и конусом обратной связи главного сервомотора (f_z). С ростом частоты вращения золотник регулятора увеличивает сливное сечение f_x . Давление в импульсной линии p_x падает, равновесие дифференциального сервомотора нарушается, и он перемещается вверх, конусом самовыключения уменьшая сливное сечение f_y и восстанавливая давление p_x . Вместе с дифференциальным сервомотором вверх смещается и отсечной золотник главного сервомотора. Сервомотор, прикрывая регулирующие клапаны, движется вниз до тех пор, пока его обратная связь, изменяющая сечение f_z и воздействующая через импульсную линию на дифференциальный сервомотор, не вернет отсечной золотник в среднее положение.

Из условия равновесия дифференциального сервомотора имеем $p_x = \text{const}$. В установившемся режиме работы, кроме того, и $f_y = \text{const}$, откуда следует, что $f_x + f_z = \text{const}$, или иначе $\Delta f_x + \Delta f_z = 0$, т.е. изменение сливного сечения, управляемого регулятором, компенсируется изменением сечения обратной связи главного сервомотора.

9.3. МЕХАНИЗМ УПРАВЛЕНИЯ ТУРБИНОЙ

Частота электрического тока в энергосистеме в соответствии с Правилами технической эксплуатации (ПТЭ) должна непрерывно поддерживаться на уровне $(50 \pm 0,2)$ Гц. Даже временно допускается отклонение частоты только в пределах $\pm 0,4$ Гц. В то же время степень неравномерности регулирования частоты вращения составляет 4—5 %, чему соответствует изменение частоты, равное 2—2,5 Гц, т.е. на порядок больше допустимого. Кроме того, в широких пределах приходится изменять частоту вращения турбины на холостом ходу при синхронизации турбогенератора перед включением его в сеть, при испытаниях автоматов безопасности турбины повышением частоты вращения ротора. Уже только поэтому ясно, что в системе регулирования турбины необходимо иметь устройство для изменения регулируемого параметра—частоты вращения — при работе турбины на холостом ходу и в изолированной сети. При работе в энергосистеме, когда частота вращения турбины определяется частотой сети, поддерживаемой всеми параллельно работающими турбоагрегатами, это устройство, получившее название *механизм управления турбиной* (МУТ), дает возможность изменять ее мощность.

Одна из широко распространенных конструкций МУТ показана на рис. 9.6 и представляет собой механизм перемещения буксы золотника регулятора частоты вращения.

Рассмотрим воздействие МУТ на статические характеристики регулирования. Пусть некоторому установившемуся режиму работы турбины соответствуют точки 1 на развернутой статической характеристике регулирования (рис. 9.7). Сместим буксу

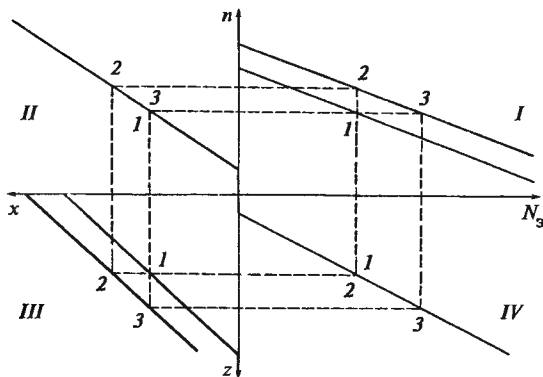


Рис. 9.7. Смещение статической характеристики регулирования в результате воздействия механизма управления турбиной

золотника регулятора, например, вверх. Если турбина работала в изолированной сети, ее мощность, а значит, положение главного сервомотора и сечение слива обратной связи f_z останутся практически неизменными, т.е. $\Delta f_z = 0$. Но так как в этой схеме регулирования в статике выполняется условие $\Delta f_x = -\Delta f_z$, то должно быть $\Delta f_x = 0$. Таким образом, новый установившийся режим (точки 2 на статической характеристике) соответствует восстановлению взаимного положения золотника регулятора и его подвижной буксы, перемещаемой МУТ, что будет достигнуто при новой большей частоте вращения.

Если турбина работала в объединенной энергосистеме, это же воздействие МУТ приведет к возрастанию мощности турбины при неизменной частоте вращения (режим, соответствующий точкам 3), поскольку из условия $\Delta f_z = -\Delta f_x$ следует, что уменьшенная площадь сечения слива f_x в регуляторе должна быть скомпенсирована равным по абсолютному значению увеличением площади сечения слива f_z обратной связи сервомотора при движении его в сторону открытия регулирующих клапанов.

Таким образом, в обоих рассмотренных случаях воздействие МУТ приводит к смещению характеристики передаточного механизма (III квадрант), что, в свою очередь, вызывает смещение статической характеристики регулирования в I квадранте.

Как приспособление для изменения частоты вращения МУТ используется при выполнении ответственной операции — синхронизации генератора при включении его в энергосистему. С этим связано другое, в прошлом даже более распространенное наименование этого устройства — *синхронизатор*.

Предельные положения статической характеристики регулирования определяются техническими условиями, задающими минимальное значение частоты сети ($n_{\min}$), при котором можно синхронизировать и включить генератор в энергосистему, и максимальное значение частоты ($n_{\max}$), при котором можно нагрузить генератор до номинальной мощности (рис. 9.8). Если принять $n_{\min} = 0,95n_0$ и $n_{\max} = 1,01n_0$, то при степени неравномерности $\delta = 0,04$ диапазон изменения частоты вращения турбины на холостом ходу с помощью МУТ составит

$$\zeta = (n_2 - n_{\min}) / n_0 = 0,10.$$

Возможность синхронизации генератора при пониженной частоте позволяет мобилизовать резервы

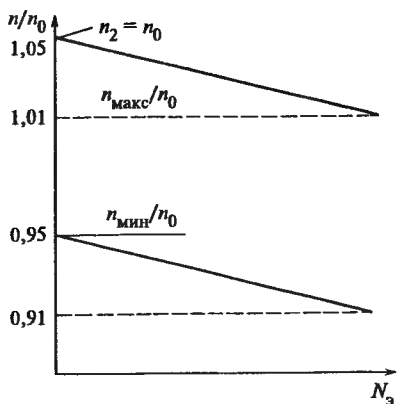


Рис. 9.8. Предельные положения статической характеристики регулирования

активной мощности в энергосистеме при аварийном падении частоты. Возможность нагрузить турбину до номинальной мощности при повышенной частоте важна не столько для реализации этого режима работы, сколько для того, чтобы можно было принять максимально допустимую нагрузку при номинальной частоте или номинальную мощность при параметрах пара, отличающихся от расчетных (пониженных параметрах свежего пара, повышенном давлении в конденсаторе или противодавлении).

9.4. СТАТИЧЕСКОЕ И АСТАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ

Рассмотренные в § 9.2 принципиальные схемы регулирования обладают одним общим свойством: с их помощью осуществляется *статическое регулирование*. Это означает, что при работе турбины в изолированной сети изменение нагрузки приводит к отклонению частоты вращения в пределах неравномерности. Изменение регулируемого параметра можно свести к нулю смещением статической характеристики, воздействуя на МУТ (рис. 9.9). Меха-

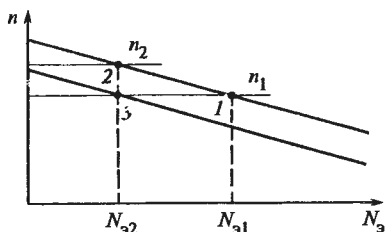


Рис. 9.9. Поддержание постоянного значения регулируемого параметра смещением статической характеристики

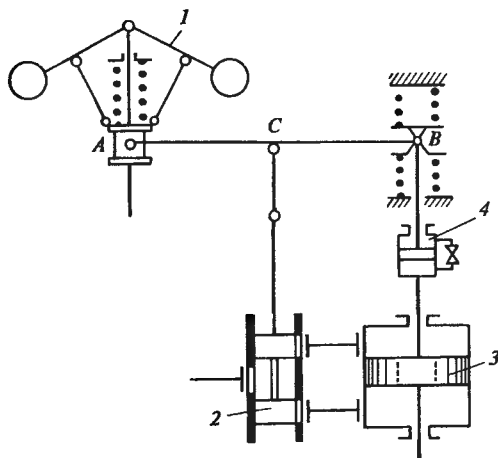


Рис. 9.10. Схема изодромного регулирования:

1 — регулятор частоты вращения; 2 — отсечной золотник; 3 — сервомотор; 4 — катаракт

низм, который осуществляет эту операцию автоматически, называют *изодромным устройством* или просто *изодромом*. В схемах изодромного, или астатического, регулирования после завершения переходного процесса регулируемый параметр восстанавливает исходное значение.

Одна из возможных принципиальных схем изодромного регулирования представлена на рис. 9.10. Она получена из схемы, приведенной на рис. 9.2, изменением механизма обратной связи главного сервомотора со своим золотником: правый конец рычага AB теперь связан со штоком сервомотора не непосредственно, а через *катаракт*. Последний представляет собой цилиндр с поршнем, причем полости под поршнем и над ним соединены между собой линией, на которой установлен дроссель с малой площадью проходного сечения. Поршень катаракта соединен с правым концом рычага обратной связи, укрепленным между двумя пружинами, а цилиндр связан с поршнем главного сервомотора.

При полностью закрытом дросселе полости катаракта будут разобщены. Если пренебречь перетечками из одной полости в другую через зазор между поршнем и цилиндром, несжимаемость масла делает обратную связь жесткой и рассматриваемая схема ничем не будет отличаться от схемы, представленной на рис. 9.2.

Предположим, что дроссель частично открыт и представляет большое сопротивление перетoku масла из одной полости катаракта в другую. При работе турбины в изолированной сети уменьшение нагрузки потребителей приведет к росту частоты враще-

ния. На первом этапе переходного процесса из-за большого гидравлического сопротивления дросселя обратная связь действует почти как жесткая. Поршень главного сервомотора, перемещаясь вниз вместе с катарактом, меняет натяжение пружин, равнодействующая усилий которых направлена в сторону, противоположную смещению поршня сервомотора.

Под действием пружин поршень катаракта начнет перемещаться в цилиндре, вытесняя масло из одной его полости в другую до тех пор, пока равнодействующая усилий обеих пружин не станет равной нулю. Если трение в катаракте пренебрежимо мало, точка B рычага вернется при этом в исходное положение. Так как на всех установившихся режимах отсечной золотник занимает среднее положение, то и вторая точка рычага AB — точка C — вернется в первоначальное положение, что возможно только в том случае, если в прежнее положение вернется муфта регулятора частоты вращения. Последнее означает, что частота вращения восстановится на исходном уровне с точностью, определяемой нечувствительностью регулирования.

Таким образом, на начальном этапе переходного процесса система регулирования с изодромным устройством действует как обычная система с жесткой обратной связью и со степенью неравномерности δ_d , которую называют *временной* или *динамической*. Как показано на рис. 9.9, при изменении нагрузки от $N_{з1}$ (точка 1) до $N_{з2}$ (точка 2) частота вращения увеличится с n_1 до n_2 .

На втором этапе переходного процесса изодромное устройство небольшим дополнительным прикрытием главного сервомотора постепенно снизит частоту вращения с n_2 до n_1 . На рис. 9.9 этому соответствует постепенное смещение статической характеристики вниз до тех пор, пока она не пересечет линию $n_1 = \text{const}$ при $N_3 = N_{з2}$ (точка 3). Так как на установившихся режимах работы обеспечивается $n = n_1 = \text{const}$, то степень неравномерности δ_c , называемая *остаточной* или *статической*, у такой системы регулирования оказывается равной нулю.

Можно построить систему изодромного регулирования, которая будет иметь конечную степень статической неравномерности $0 < \delta_c < \delta_d$.

9.5. ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ РАБОТА ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ

При параллельной работе турбогенераторов в общей электрической сети частота вращения всех агрегатов одинакова (при условии, что все они име-

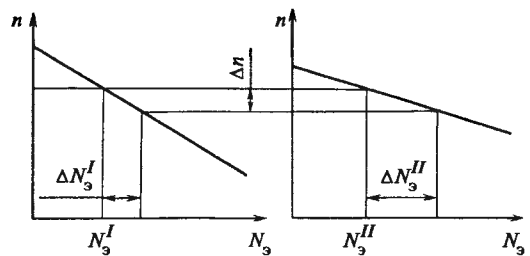


Рис. 9.11. Распределение изменений нагрузки между параллельно работающими турбинами

ют одинаковую номинальную частоту вращения n_0) и равна частоте электрического тока в сети, которая, в свою очередь, определяется совместной работой систем регулирования всех параллельно работающих турбин. При изменении нагрузки сети распределение ее между турбинами зависит от их статических характеристик.

Рассмотрим параллельную работу двух турбин с прямолинейными статическими характеристиками, представленными на рис. 9.11. Пусть частота вращения, одинаковая для обеих турбин, равна n , а их нагрузки соответственно N_3^I и N_3^{II} . Если нагрузка

сети $N_c = N_3^I + N_3^{II}$ возрастет на ΔN_c и превысит генерируемую активную мощность, то разность мощностей будет покрываться за счет изменения кинетической энергии всех вращающихся машин, работающих в сети. Частота сети снизится на Δn , причем ее падение будет продолжаться до тех пор, пока все изменение нагрузки сети ΔN_c не распределится между параллельно работающими турбинами: $\Delta N_c = \Delta N_3^I + \Delta N_3^{II}$. Принимая во внимание, что для обеих турбин Δn одинаково, находим приращение мощности одной из турбин:

$$\Delta N_3^I = \Delta N_c / \left(1 + \frac{N_{э.ном}^{II}}{N_{э.ном}^I} \frac{\delta^I}{\delta^{II}} \right). \quad (9.5)$$

Как следует из соотношения (9.5) и видно из рис. 9.11, колебания нагрузки сети сильнее отражаются на нагрузке той турбины, которая имеет более пологую статическую характеристику, т.е. меньшую степень неравномерности δ .

Если при неизменной нагрузке сети воздействием на МУТ сместить характеристику одной из турбин вверх (рис. 9.12), то это вызовет повышение частоты вращения обеих турбин и перераспре-

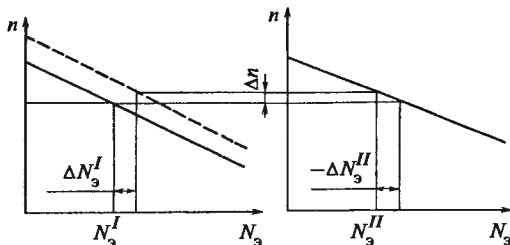


Рис. 9.12. Перераспределение нагрузки между параллельно работающими турбинами воздействием на МУТ одной из них

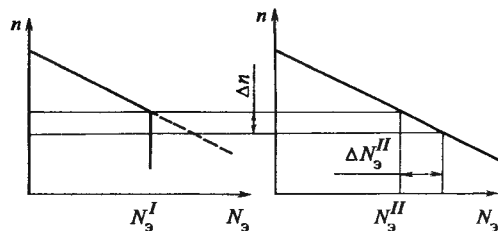


Рис. 9.14. Параллельная работа турбин при введенном ограничителе мощности на одной из них

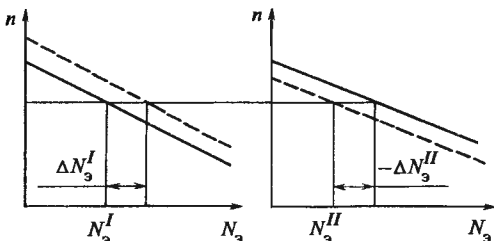


Рис. 9.13. Перераспределение нагрузки между параллельно работающими турбинами с сохранением неизменной частоты сети

деление нагрузки сети между ними: нагрузка одной из турбин возрастет, а другой снизится. Повышение частоты сети $\Delta f = \Delta n$ при любой форме статических характеристик найдется из условия $\Delta N_3^I + \Delta N_3^{II} = 0$.

Для того чтобы при перераспределении нагрузки между параллельно работающими турбинами частота сети оставалась неизменной, необходимо воздействием на механизмы управления обеих турбин сместить их характеристики в противоположных направлениях (рис. 9.13).

При параллельной работе не двух, а m турбин при изменении нагрузки сети ΔN_c мощность произвольно выбранной турбины изменится на

$$\Delta N_3^I = \Delta N_c \left/ \left(1 + \sum_{i=2}^m \frac{N_{3,ном}^i}{N_{3,ном}^I} \frac{\delta^I}{\delta^i} \right) \right. \quad (9.6)$$

Только участие всех параллельно работающих турбин в распределении между собой изменений нагрузки сети ΔN_c сразу после их возникновения, т.е. участие в *первичном регулировании частоты сети*, обеспечивает небольшие отклонения частоты сети и в значительной степени надежность работы энергосистемы.

Именно по этой причине ПТЭ допускается эксплуатация турбин с введенным *ограничителем мощности* только в тех исключительных случаях, когда это требуется из-за механического состояния оборудования. На рис. 9.14 показаны статические характеристики двух параллельно работающих турбин, на одной из которых введен ограничитель мощности, исключающий подъем регулирующих клапанов турбины выше установленного предела. Нетрудно видеть, что эта турбина не участвует в покрытии дефицита мощности в энергосистеме. Это представляет особую опасность при аварийном снижении частоты тока, но и при нормальных режимах работа многих турбин с введенными ограничителями мощности приводит к росту колебаний частоты в энергосистеме.

Как следует из (9.5) или (9.6), если для некоторой турбины $\delta^I = 0$ (астатическое регулирование частоты вращения), то $\Delta N_3 = \Delta N_c$, т.е. все изменение нагрузки сети воспринимается этой турбиной, причем частота сети остается неизменной. Последнее обстоятельство используется при *вторичном регулировании* частоты в энергосистеме, когда по командам общестанционного пропорционально-интегрального регулятора все внеплановые изменения нагрузки сети воспринимают агрегаты, выделенные для астатического регулирования частоты по критерию $\Delta f = 0$.

Если несколько турбин имеют астатические характеристики, то распределение нагрузки между ними будет неопределенным и возможны ее качания. Именно поэтому для параллельно работающих агрегатов применяется статическое регулирование.

Некоторая неопределенность в распределении нагрузок между параллельно работающими турбоагрегатами может быть обусловлена нечувствительностью их систем регулирования, так как при дан-

ной частоте в энергосистеме нагрузка турбины может устанавливаться произвольно в диапазоне

$$\Delta N_3 = \frac{N_{э.ном}}{\delta} \epsilon_n. \quad (9.7)$$

Для турбины мощностью 500 МВт при $\delta = 0,04$ и $\epsilon_n = 0,002$ неопределенность нагрузки составит $\Delta N_3 = 25$ МВт.

Нечувствительность систем регулирования турбин приводит также к тому, что часть из них не участвует в регулировании частоты. Следует отметить, что при очень большом числе параллельно работающих агрегатов практически всегда найдутся турбины, реагирующие на изменение частоты, и поэтому результирующая характеристика энергосистемы может не иметь нечувствительности.

9.6. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТУРБИН С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ПЕРЕГРЕВОМ ПАРА

Регулирование турбин с промежуточным перегревом пара рассмотрим на примере электрогидравлической системы регулирования турбины К-800-240-3 ЛМЗ. Следует отметить широкую унификацию систем регулирования выпускаемых заводом турбин сверхкритических параметров пара мощностью 300, 500, 800 и 1200 МВт, имеющих одни и те же датчики регулируемых величин, электрические и гидравлические усилители, маслonaпорные станции и отличающихся в основном объемами сервомоторов, перемещающих регулирующие и стопорные клапаны.

Будучи электрогидравлической, система регулирования состоит из электрической и гидравлической частей, взаимодействующих друг с другом. Регулирующие воздействия из электрической части системы передаются в ее гидравлическую часть через два входа:

- быстродействующий (электрогидравлический преобразователь);
- медленнодействующий (механизм управления турбиной).

Развитая электрическая часть системы регулирования (ЭЧСР), в которой формируется большинство управляющих воздействий, дала возможность улучшить статические и динамические характеристики турбины, в частности, повысить ее приемистость и надежность противоразгонной защиты, а также обеспечить участие турбины в противоаварийном управлении энергосистемы.

Быстрота передачи импульса в электрической части системы, простота реализации практически любого закона регулирования, возможность включения логических устройств, компактность, простота резервирования, экономичность ЭЧСР, пожаробезопасность, достигнутая применением в гидравлической части системы огнестойкого синтетического масла, обусловили высокие достоинства системы регулирования.

Парораспределение турбины. Принципиальная схема парораспределения турбины К-800-240-3 ЛМЗ представлена на рис. 9.15.

Свежий пар давлением 23,5 МПа и температурой 540 °С поступает из котла к двум блокам клапанов, каждый из которых включает стопорный и два регулирующих клапана. Требуемый вид статической характеристики обеспечивается при одновременном открытии первых двух регулирующих клапанов ЦВД, а затем третьего и четвертого.

После ЦВД пар направляется на промежуточный перегрев, откуда поступает к двум стопорным и четырем регуливающим клапанам ЦСД.

Для сокращения длительности беспарового режима ЦВД после сброса полной нагрузки, когда клапаны ЦВД полностью, а клапаны ЦСД почти полностью закрываются, установлены сбросные клапаны, которые направляют пар из горячих ниток промежуточного перегрева в конденсатор.

Различное вспомогательное оборудование энергоблока (турбопитательные насосы, турбопривод воздуходувок котла, деаэраторы и др.) питается паром из общестанционных коллекторов, в которые он поступает из регенеративных отборов турбин и

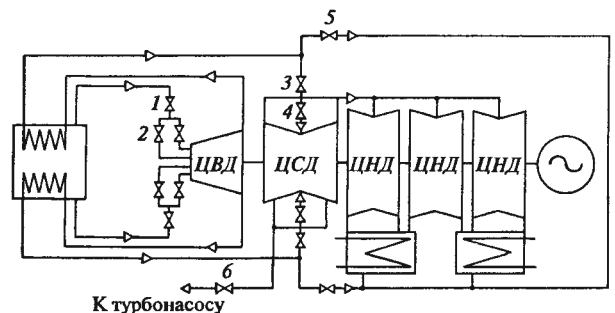


Рис. 9.15. Принципиальная схема парораспределения турбины К-800-240-3 ЛМЗ:

- 1 — стопорный клапан ЦВД; 2 — регулирующий клапан ЦВД; 3 — стопорный клапан ЦСД; 4 — регулирующий клапан ЦСД; 5 — сбросной клапан; 6 — стопорный клапан отбора

от специальных редуционно-охладительных установок. При сбросе нагрузки с отключением генератора от сети пар от посторонних источников может попасть в турбину и разогнать ее до недопустимой частоты вращения. Для повышения надежности защиты турбины от разгона на трубопроводах от главной турбины к турбинам питательных насосов установлены кроме обратных также стопорные клапаны с гидравлическими сервомоторами, управляемые системой защиты турбины.

Электрическая часть системы регулирования. ЭЧСР, представленная на блок-схеме системы регулирования и защиты турбины (рис. 9.16), включает ряд функциональных блоков, формирующих основные управляющие сигналы и обеспечивающих требуемые статические и динамические характеристики системы регулирования.

При нагрузках, превышающих $(0,3 \dots 0,35)N_{э.ном}$, когда регулирование осуществляется только клапанами ЦВД, выполнение команд на изменение мощности турбины замедляется из-за инерции тракта промежуточного перегрева. Для ослабления отрицательного влияния промежуточного перегрева пара на приемистость турбины предназначен блок *начальной коррекции неравномерности (НКН)*.

При отклонении частоты в энергосистеме система регулирования турбины изменит положение регулирующих клапанов в соответствии с ее статической характеристикой. При полностью открытых клапанах ЦСД расход пара, а значит, и мощность быстро изменятся только в ЦВД. Суммарная мощность ЦСД и ЦНД, составляющая до 70 % мощности турбины, будет меняться медленно — в темпе изменения давления пара в тракте промежуточного перегрева, постоянная времени которого составляет 5—7 с. Начальная неравномерность регулирования будет велика. Для ее уменьшения блок НКН выдает сигнал на динамическое дополнительное открытие или закрытие клапанов ЦВД, чтобы кратковременным дополнительным изменением мощности ЦВД компенсировать отставание мощности ЦСД и ЦНД.

На вход блока НКН подаются с противоположными знаками сигналы от датчиков активной электрической мощности генератора и давления пара в тракте промежуточного перегрева. При полностью открытых регулирующих клапанах ЦСД последний сигнал определяется расходом пара через турбину, а значит, характеризует развиваемую ею мощность.

В установившихся режимах разность сигналов равна нулю. В переходных процессах вследствие инерции тракта промежуточного перегрева на выходе НКН возникает сигнал, который форсирует перемещение регулирующих клапанов ЦВД таким образом, чтобы разность сигналов по мощности и давлению вновь стала равной нулю, т.е. чтобы мощность, развиваемая турбиной, оказалась равной активной электрической мощности генератора.

Блок НКН настраивается таким образом, чтобы при небольших изменениях нагрузки влияние тракта промежуточного перегрева на приемистость турбины было полностью скомпенсировано. При нагрузках ниже $0,4 N_{э.ном}$ сигналы, поступающие на входной сумматор блока НКН по обоим каналам, отсекаются на одинаковом уровне, и, следовательно, выходной сигнал НКН равен нулю при любых соотношениях нагрузки и давления в тракте промежуточного перегрева. Этим исключается вмешательство блока НКН в управление турбиной при пуске.

Характеристики системы регулирования частоты вращения и мощности несимметричны главным образом из-за значительного различия постоянных времени односторонних гидравлических сервомоторов на открытие и закрытие регулирующих клапанов турбины. При больших нагрузках существенным также оказывается близость верхнего упора сервомотора. Поэтому при равных по длительности и интенсивности сигналах на открытие и закрытие регулирующих клапанов, например при синхронных качаниях частоты тока и мощности генератора, турбина будет излишне разгружаться, что может привести к перегрузке некоторых линий электропередачи и снижению запаса статической устойчивости. Для ослабления этого эффекта выходной сигнал НКН на разгрузку турбины ограничен значением, допускающим изменение положения регулирующих клапанов только на 20—30 %. Это ограничение снимается при отключении генератора от сети (контакты БРФ), при частоте вращения выше $1,02 n_0$ (контакты РЧ) и по сигналу устройств противоаварийной автоматики энергосистемы (контакты ПА).

Сигнал НКН весьма эффективен также и при сбросах нагрузки, так как уменьшает динамическое повышение частоты вращения турбины.

Удержание турбины на холостом ходу после сброса нагрузки с отключением генератора от сети является важнейшим элементом противоразгонной

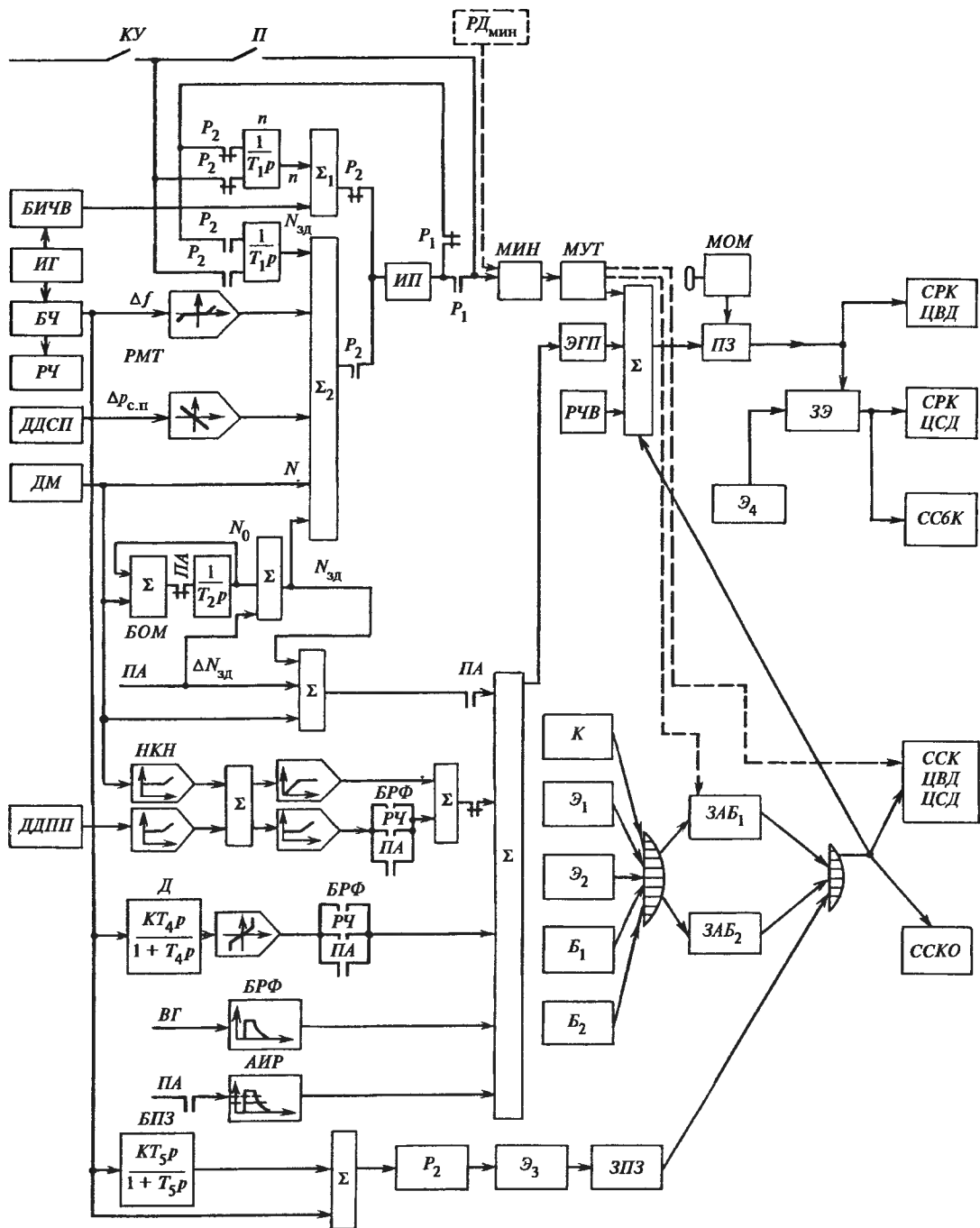


Рис. 9.16. Блок-схема системы регулирования и защиты турбины К-800-240-3 ЛМЗ:

БИЧВ — блок измерения частоты вращения; ИГ — индукторный генератор; БЧ — блок частоты; РЧ — реле частоты; ДДСП — датчик давления свежего пара; ДМ — датчик мощности; ДДПП — датчик давления пара промежуточного перегрева; КУ — ключ управления; П — переключатель выбора режима управления; Р — реле; РМТ — регулятор мощности турбины; БОМ — быстродействующий ограничитель мощности; НКН — блок начальной коррекции неравномерности; Д — дифференциатор; БРФ — блок релейной форсировки; АИР — блок аварийной импульсной разгрузки; БПЗ — блок предварительной защиты; ПА — противоаварийная автоматика; ВГ — выключатель генератора; РД_{мин} — защитный регулятор минимального давления; ИП — импульсный преобразователь; МИН — выдеслитель минимального сигнала; МУТ — механизм управления турбиной; ЭГП — электрогидравлический преобразователь; РЧВ — регулятор частоты вращения; К — кнопка отключения турбины; Э — электромагнитные выключатели; Б — бойки автомата безопасности; ЗАБ — золотники автомата безопасности; ЗПЗ — золотник предварительной защиты; МОМ — медленнодействующий ограничитель мощности; ПЗ — промежуточный золотник; ЗЭ — золотник электромагнитного выключателя; СРК — сервомоторы регулирующих клапанов; ССК — сервомоторы стопорных клапанов; ССБК — сервомоторы сбросных клапанов; ССКО — сервомотор стопорного клапана отбора; Σ — сумматоры

защиты турбины. С этой целью в ЭЧСР включены три блока: дифференциатора, релейной форсировки и предварительной защиты.

В *дифференциаторе* (D) формируется сигнал, пропорциональный ускорению ротора турбины. При ускорении, большем некоторого выбранного значения, например вызванного сбросом нагрузки, равной $0,25N_{э,ном}$ («отсечка» по ускорению), дифференциатор подаст мощный форсирующий импульс на закрытие регулирующих клапанов турбины. При сбросе полной нагрузки этот сигнал равен 4δ , где за единицу выходного сигнала δ принят сигнал, приводящий к перемещению клапанов от положения при номинальной нагрузке $N_{э,ном}$ до положения при холостом ходе («сигнал на неравномерность»).

Для того чтобы предотвратить необоснованную разгрузку турбогенератора при кратковременных повышениях частоты вращения, вызванных быстросотключаемыми короткими замыканиями во внешней сети, дифференциатор включается с помощью контактов $PЧ$ специального реле частоты только в случае, когда $n \geq 1,02n_0$. Кроме того, эта блокировка позволяет исключить воздействие дифференциатора на турбину при небольших синхронных качаниях генератора в энергосистеме, которое по тем же причинам, что и рассмотренное ранее воздействие блока $НКН$, также может приводить к необоснованной, а иногда и опасной для энергосистемы разгрузке турбины.

Некоторое дополнительное уменьшение динамического перерегулирования частоты вращения при сбросах нагрузки достигается с помощью *блока релейной форсировки* ($БРФ$), который ускоряет закрытие регулирующих клапанов турбины по сигналу от блок-контактов выключателя генератора, на $0,06—0,08$ с опережающему сигнал дифференциатора. Выходной сигнал $БРФ$ с амплитудой импульса, в 4 раза превышающей амплитуду сигнала на неравномерность, и длительностью около $0,5$ с обеспечивает движение сервомоторов регулирующих клапанов с максимальной скоростью.

Из-за малости постоянной времени ротора и наличия паровых объемов между стопорными клапанами и проточной частью турбины отказ системы регулирования при сбросе нагрузки, несмотря на срабатывание автоматов безопасности при $n = (1,11 \dots 1,12)n_0$, может привести к максимально-

му динамическому повышению частоты вращения $n_{\max}$, превышающему допустимое ее значение $n_{\text{доп}} = 1,2n_0$, на которое рассчитываются вращающиеся детали турбины.

Такое повышение частоты вращения может иметь катастрофические последствия для всего валопровода. Для его предотвращения предназначена *предварительная защита*. Существо ее заключается в том, что во время переходного процесса осуществляется контроль работоспособности системы регулирования по соотношению частоты вращения $\psi = n/n_0$ и ее первой производной $(d\psi/d\tau)/(d\psi/d\tau)_{\text{ном}}$. Если частота вращения превысит пороговое значение, показанное на рис. 9.17, блок *предварительной защиты* ($БПЗ$) подаст команду на закрытие стопорных и регулирующих клапанов до срабатывания автоматов безопасности. Так, если при нулевом ускорении ротора сигнал на закрытие клапанов подается при частоте вращения $n = 1,13n_0$, то при ускорении, соответствующем сбросу полной нагрузки, стопорные клапаны начнут закрываться уже при $n = 1,045n_0$, т.е. при частоте вращения на $0,07n_0$ меньше, чем частота, при которой срабатывают автоматы безопасности, на столько же уменьшая $n_{\max}$. После исчезновения сигнала от $БПЗ$ стопорные и регулирующие клапаны открываются в необходимой последовательности.

Кроме удержания турбины на холостом ходе после сброса полной нагрузки с отключением генератора от сети система регулирования турбины долж-

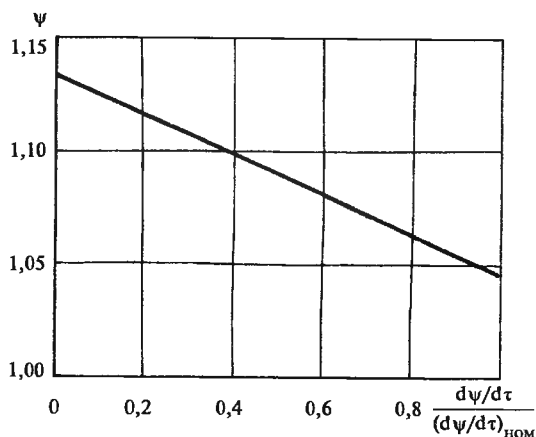


Рис. 9.17. Порог срабатывания предварительной защиты

на обеспечить участие ее в противоаварийном регулировании энергосистемы.

Для сохранения устойчивости параллельной работы электростанции и энергосистемы в послеаварийном режиме, когда предел *статической устойчивости* может оказаться меньше мощности, передававшейся в доаварийном режиме, возникает необходимость быстрого снижения и последующего ограничения мощности турбины. Эту функцию выполняет *быстродействующий ограничитель мощности (БОМ)*.

Значение мощности, устанавливаемой после ограничения, зависит от конфигурации энергосистемы, значения и направления перетоков мощности по внутрисистемным ЛЭП, технологических параметров энергоблоков и др. Поэтому задание уровня ограничения мощности турбины осуществляется устройствами противоаварийной автоматики энергосистемы.

При наличии сигнала на выходе *БОМ* он подается не только на ЭПП, но и через регулятор мощности турбины на двигатель *МУТ*, благодаря чему через некоторое время снижается до нуля.

Одним из наиболее эффективных способов обеспечения *динамической устойчивости энергосистемы* является *импульсная разгрузка турбины* — быстрое кратковременное снижение мощности турбины с последующим замедленным восстановлением ее до исходного уровня. По команде противоаварийной автоматики блоком *аварийной импульсной разгрузки (АИР)* подается сигнал такой же формы, как и импульс релейной форсировки. Предусмотрена возможность изменения амплитуды импульса, его длительности и постоянной времени затухания.

На рис. 9.18 приведена импульсная характеристика турбины К-800-240-3 при подаче на ЭПП с выхода *АИР* сигнала с максимально возможной амплитудой, в 4 раза превышающей амплитуду сигнала на неравномерность, и длительностью 0,1 с.

Сигналы от рассмотренных функциональных блоков, образующих так называемую *электроприставку*, суммируются выходным усилителем, воздействующим на ЭПП. В нормальных эксплуатационных режимах сигнал на выходе ЭПП близок к нулю, что обеспечивает введение и выведение электроприставки из работы или отключение какого-либо блока без скачка нагрузки турбины.

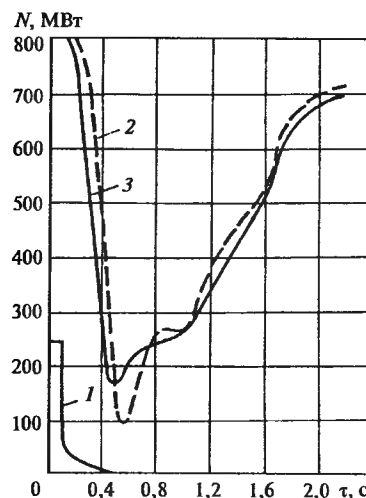


Рис. 9.18. Импульсная характеристика турбины К-800-240-3 ЛМЗ:

1 — сигнал на входе ЭПП; 2 — мощность генератора; 3 — мощность турбины

В ЭЧСР помимо электроприставки входит *регулятор мощности турбины (РМТ)*, воздействующий на ГЧСР через двигатель *МУТ* таким образом, чтобы обеспечить регулирование мощности турбины с коррекцией по частоте сети и давлению свежего пара, т.е. выполнение зависимости

$$\Delta N_g + k_f \Delta f - k_p \Delta p_{с.п} = 0, \quad (9.8)$$

где ΔN_g , Δf и $\Delta p_{с.п}$ — отклонения от заданных значений электрической мощности, частоты сети и давления свежего пара; $k_f = \delta^{-1}$ и k_p — коэффициенты пропорциональности.

Если давление свежего пара поддерживается главным регулятором котла и, следовательно, на установившемся режиме $\Delta p_{с.п} = 0$, то *РМТ* обеспечивает регулирование мощности с коррекцией по частоте:

$$\Delta N_g + \delta^{-1} \Delta f = 0, \quad (9.9)$$

что определяет статическую характеристику турбины. Поскольку ее вид не зависит от характеристик ГЧСР и органов парораспределения, то может быть обеспечена линейность статической характеристики и получена малая нечувствительность, в частности $\epsilon_n = 0,06 \%$, что требуется в соответствии с рекомендациями Международной электротехнической комиссии.

В канал коррекции по частоте, обеспечивающий регулирование частоты вращения турбины с заданной статической характеристикой, можно ввести зону нечувствительности по Δf . Есть также возможность изменять степень неравномерности регулирования частоты вращения от 0,025 до 0,06 ступенями по 0,005.

В широко применяемой на отечественных энергоблоках со сверхкритическими параметрами схеме с главным регулятором котла, осуществляющим регулирование мощности блока с коррекцией по частоте, *РМТ* выполняет те же функции только в переходных процессах, а на установившихся режимах поддерживает давление свежего пара.

В пусковых режимах *РМТ* обеспечивает регулирование частоты вращения турбины. Сигнал задания $n_{зд}$ формируется автоматом пуска или эксплуатационным персоналом энергоблока. После синхронизации управление турбиной переключается на контур регулирования мощности, замкнутый по электрической мощности генератора N_g и осуществляющий нагружение турбины в соответствии с принятой программой пуска.

В нормальных эксплуатационных режимах задание регулятору мощности поступает через *ограничитель темпа задания*. Последний определяет скорость отработки сигнала задания с учетом возможностей котла, турбины и вспомогательного оборудования энергоблока.

В состав *РМТ* входит также *защитный регулятор минимального давления*, который работает в «стерегущем» режиме и вступает в работу при снижении давления свежего пара ниже $0,9 p_{с.п.}^{ном}$.

Гидравлическая часть системы регулирования. Перемещение регулирующих клапанов турбины осуществляется по сумме воздействий, большинство которых формируется в ЭЧСР. Однако в гидравлической части системы регулирования (ГЧСР), представленной на рис. 9.19, сохранен механический датчик частоты вращения, обеспечивающий работу турбины в условиях временного отключения ЭЧСР. В качестве такого датчика применен бесшарнирный всережимный *регулятор частоты вращения* (РЧВ) 1 центробежного типа.

Сигнал регулятора частоты вращения усиливается следящим сервомотором блока золотников РЧВ

(ЗРЧВ) 2. С блоком ЗРЧВ связан *механизм управления турбиной* (МУТ) 3. Кроме того, в нем осуществлена также *дополнительная защита турбины от разгона*, дублирующая действие центробежных автоматов безопасности и срабатывающая при повышении частоты вращения до $(1,14 \dots 1,16)n_0$. Конструкция блока золотников регулятора частоты вращения показана на рис. 9.20.

Воздействия от РЧВ или МУТ и от электрогидравлического преобразователя (ЭГП) суммируются в общей проточной импульсной линии с постоянным в статике давлением $p_{упр1}$ и передаются через нее на *промежуточный золотник 10*, представляющий собой сервомоторное устройство с тремя ступенями усиления.

С промежуточным золотником конструктивно объединен *медленнодействующий ограничитель мощности* (МОН) 11, предназначенный для заранее вводимого длительного ограничения мощности турбины.

Все *сервомоторы регулирующих клапанов* ЦВД 5 и ЦСД 8 управляются одной импульсной линией с переменным в статике давлением $p_{упр2}$, идущей от промежуточного золотника. Сервомоторы (рис. 9.21) выполнены односторонними с телескопическими поршнями и с кулачковой обратной связью на отсечные золотники.

Как уже отмечалось, быстросействующий ввод воздействий от ЭЧСР в ГЧСР осуществляется через *электрогидравлический преобразователь 4*, состоящий из электромеханического преобразователя (ЭМП) магнитоэлектрического типа с постоянными магнитами и гидроусилителя. При возникновении сигнала в ЭЧСР в катушку управления, закрепленную на подвижной системе ЭМП, подается сигнал постоянного тока определенной полярности. Взаимодействие магнитных полей постоянного магнита и катушки управления приводит к смещению подвижной системы ЭМП в ту или иную сторону. За этими перемещениями, сохраняя зазор S_1 , следит вертикальный золотник, а за ним, сохраняя зазор S_2 , — горизонтальный золотник. Управляющий заплечик горизонтального золотника соединяет проточную импульсную линию либо с напорной линией, либо со сливной, что вызывает соответствующее смещение промежуточного золотника.

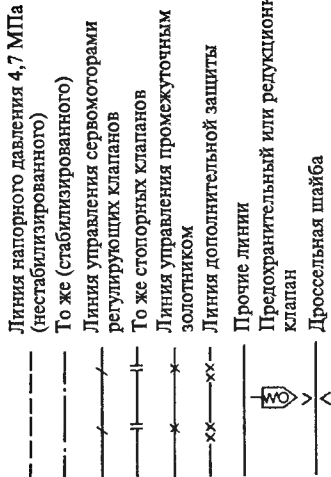


Рис. 9.19. Гидравлическая часть системы регулирования:

1 — регулятор частоты вращения; 2 — блок золотников регулятора частоты вращения; 3 — механизм управления турбиной; 4 — электрогидравлический преобразователь; 5 — сервомотор регулирующего клапана ЦВД; 6 — электромагнитный выключатель; 7 — золотник электромагнитного выключателя; 8 — сервомотор регулирующих клапанов ЦСД; 9 — сервомотор сброшенного клапана; 10 — промежуточный золотник; 11 — медленнодействующий ограничитель мощности

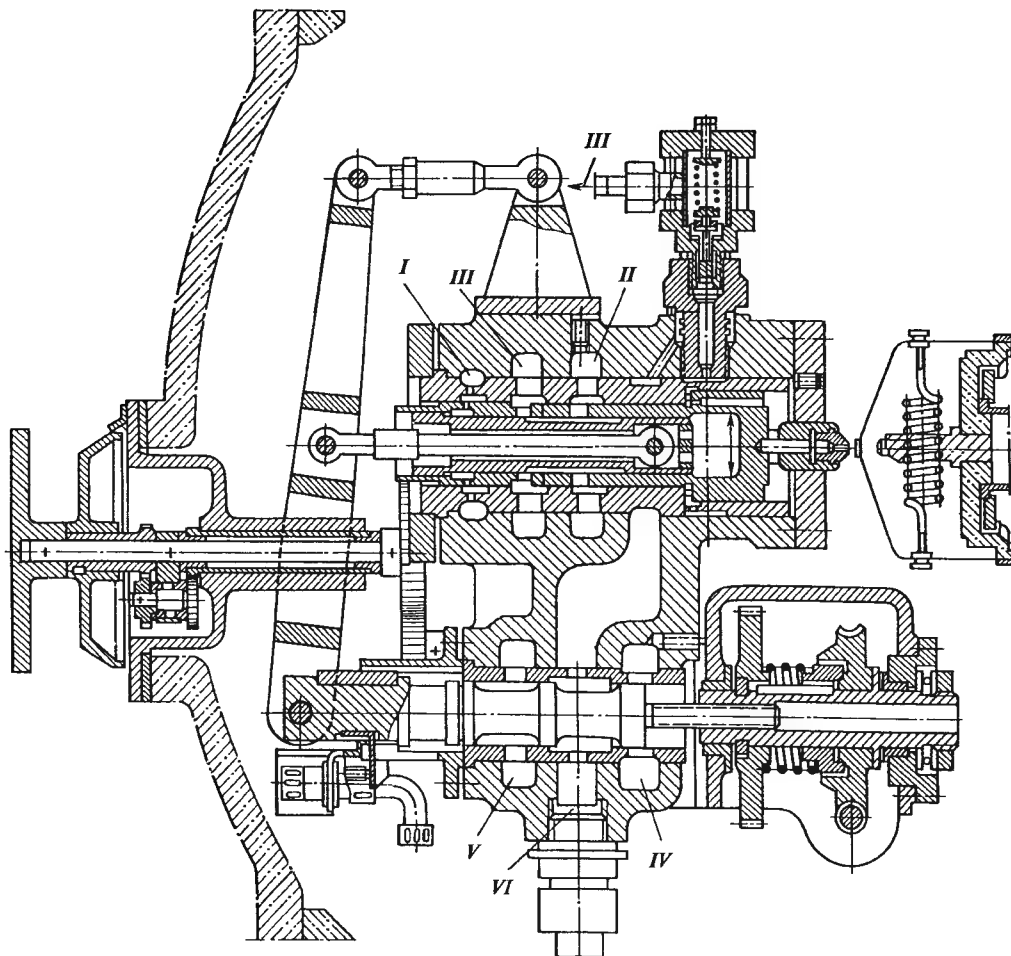


Рис. 9.20. Блок золотников регулятора частоты вращения турбины К-800-240-3 ЛМЗ:

линии: I — дополнительной защиты; II — к промежуточному золотнику; III — слива; IV — к золотникам стопорных клапанов; V — подачи масла для взведения золотников автомата безопасности; VI — подвода напорного масла

Применение микропроцессоров в системах регулирования турбин сверхкритического давления ЛМЗ. Основное направление совершенствования систем регулирования мощных паровых турбин в настоящее время связано с переходом к цифровому регулированию на базе микропроцессорной техники. Отказ от жесткой структуры системы регулирования расширяет возможности учета специфических особенностей отдельных энергоблоков, облегчает решение задач оптимального управления, комплексной автоматизации блоков и диагностики.

ЭЧСР на базе микропроцессора (ЭЧСР-М) выполнена в соответствии с типовой схемой системы автоматического регулирования частоты и мощности (АРЧМ) энергоблоков с прямоточными котлами, задачей которой является поддержание задан-

ных значений двух регулируемых величин — мощности турбогенератора и давления свежего пара перед турбиной [режим постоянного начального давления (ПД)] или положения регулирующих клапанов турбины [режим скользящего начального давления (СД)]. ЭЧСР-М управляет турбиной при всех режимах ее работы — пусковых, нормальных эксплуатационных и аварийных. Она также согласована с системой противоаварийной автоматики энергосистемы.

Медленнодействующий контур управления (МКУ) ЭЧСР-М обеспечивает ПИ-закон регулирования мощности и давления свежего пара.

Характеристики отдельных каналов быстродействующего контура (БКУ) ЭЧСР-М в основном соответствуют рассмотренным выше характери-

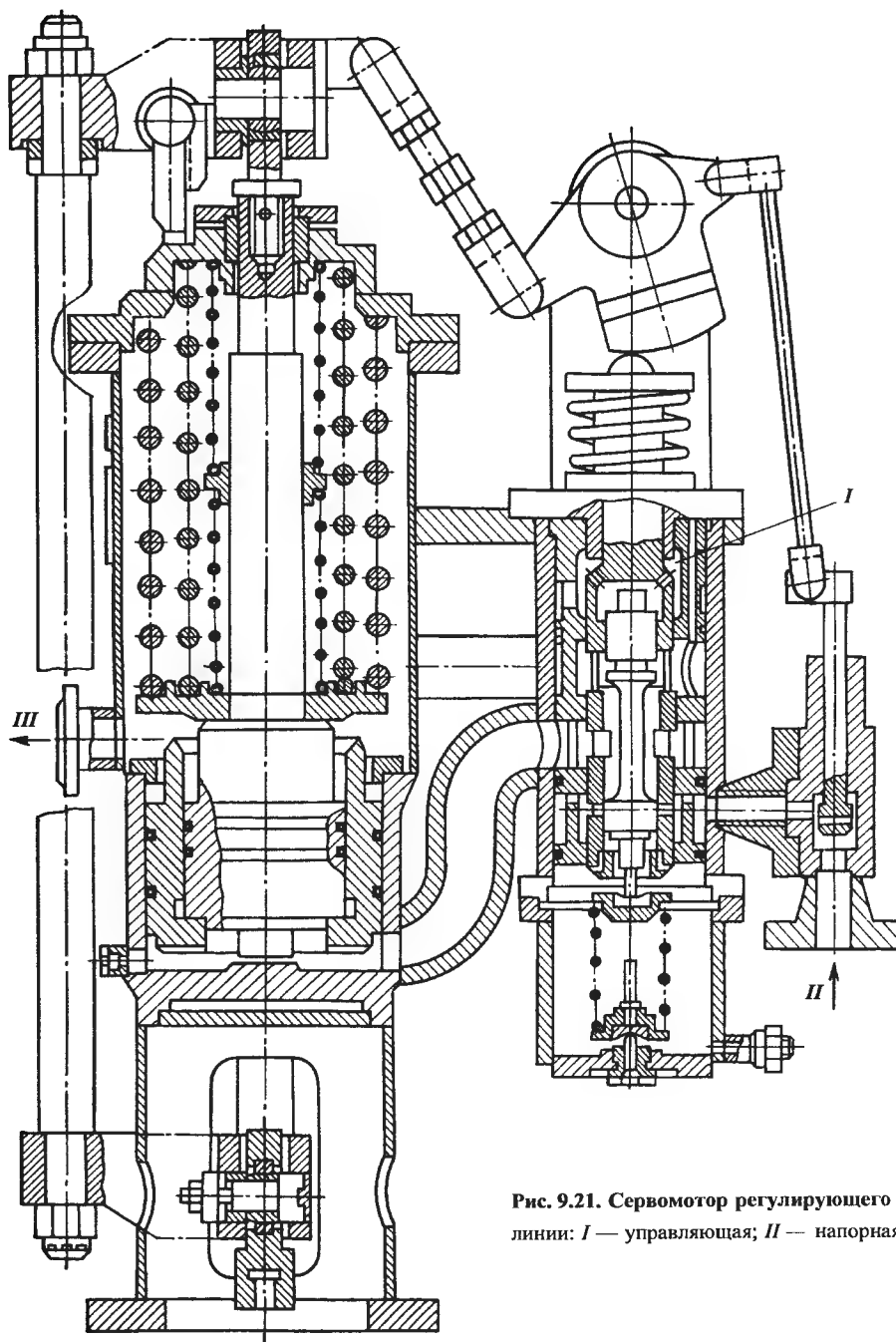


Рис. 9.21. Сервомотор регулирующего клапана:
линии: I — управляющая; II — напорная; III — слива

кам аналогичных каналов электроприставки ЭЧСР турбины К-800-240-3.

Применение микроЭВМ значительно расширило функциональные возможности ЭЧСР-М. В частности, введен канал эксплуатационного контроля прогрева роторов ЦВД и ЦСД на основе математического моделирования процесса распространения те-

плоты в роторах исходя из информации о параметрах пара, поступающего в турбину.

В ЭЧСР-М предусмотрены также каналы диагностики, предназначенные для выявления и регистрации информации, свидетельствующей о неисправностях как самой системы регулирования, так и основного оборудования.

9.7. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

В современной энергетике значительное место занимают *теплофикационные турбины*, обеспечивающие комбинированную выработку электрической и тепловой энергии для независимых друг от друга потребителей.

Для того чтобы обеспечить требуемые параметры отпускаемой тепловой энергии, теплофикационные турбины выполняют *с регулируемым отбором пара* или *с противодавлением*.

Наиболее существенной особенностью теплофикационной турбины как объекта регулирования по сравнению с конденсационной турбиной является наличие нескольких связанных через объект регулируемых параметров — частоты вращения ротора и давлений пара в отборах или за турбиной (противодавления). В последнее время все чаще в качестве регулируемого параметра служит температура прямой сетевой воды или разность температур прямой и обратной сетевой воды, характеризующая тепловую нагрузку турбины.

Современные мощные теплофикационные турбины отличаются возросшей работоспособностью пара, аккумулированного в развитой ЧВД, перепускных трубах и камерах отборов, а также относительно малыми постоянными времени ротора. Эти и указанные ранее в § 7.5 и 7.6 такие особенности теплофикационных турбин, как ступенчатый подогрев сетевой воды, возможность работы по тепловому графику с противодавлением, расширение диапазона регулирования давлений в отборах, оказывают существенное влияние на проектирование их систем регулирования.

Длительное время системы регулирования турбин с отборами пара (типов П, Т, ПТ) всеми отечественными заводами выполнялись только *связанными*, когда каждый регулятор (частоты вращения и давления) управлял всеми главными сервомоторами. Это усложняло связи в системе регулирования, однако в ней можно было обеспечить *независимость (автономность)* регулирования в значительной части диаграммы режимов, когда при изменении какой-либо одной нагрузки (электрической или тепловой) другая остается неизменной.

Решающее влияние на надежность и качество работы любой системы регулирования оказывает выбор в ней системы связей. Особое значение сис-

тема связей имеет в теплофикационных турбинах, где необходимость одновременного регулирования нескольких параметров делает ее особенно сложной. Следует также принять во внимание, что у теплофикационных турбин большой мощности органы парораспределения, управляемые гидравлическими главными сервомоторами, расположены на большом удалении друг от друга. В этих условиях работоспособная система регулирования может быть создана только на базе гидравлических и электрических связей при полном исключении рычажных связей.

Большинство теплофикационных турбин в России выпускается ТМЗ. Из них наиболее широкое распространение в энергетике получили *турбины с отопительным отбором* (типа Т), принципиальная схема регулирования которых представлена на рис. 9.22.

Система регулирования поддерживает в заданных пределах два регулируемых параметра — частоту вращения и давление в одном из двух отопительных отборов. Поэтому она имеет два регулятора — частоты вращения и давления, управляющих двумя главными сервомоторами систем парораспределения ЧВД и ЧНД.

На турбинах ТМЗ применяется *гидродинамическое регулирование* частоты вращения. Импульсным органом регулятора частоты вращения является *импеллер* — центробежный масляный насос, установленный на валу турбины. Давление масла в линии нагнетания импеллера меняется пропорционально квадрату частоты вращения. Это изменение давления воспринимается мембраной регулятора *I*, прогиб которой в диапазоне регулирования увеличивается примерно в 10 раз жестко соединенной с ней стальной лентой, работающей за пределом устойчивости при продольном сжатии. Прогибаясь, лента меняет площадь сливного сечения f_1 , управляя дифференциальным сервомотором первой ступени усиления. Выполненный как одно целое с ним золотник регулятора частоты вращения меняет площади сечений слива масла из импульсных линий *В* и *Н*, управляющих главными сервомоторами ЧВД и ЧНД.

Аналогично управляет своим золотником унифицированный с регулятором частоты вращения *мембранно-ленточный регулятор давления* отопительного отбора.

Масло в импульсные линии *В* и *Н* подводится через дроссели самовыключения *П* отсечных зо-

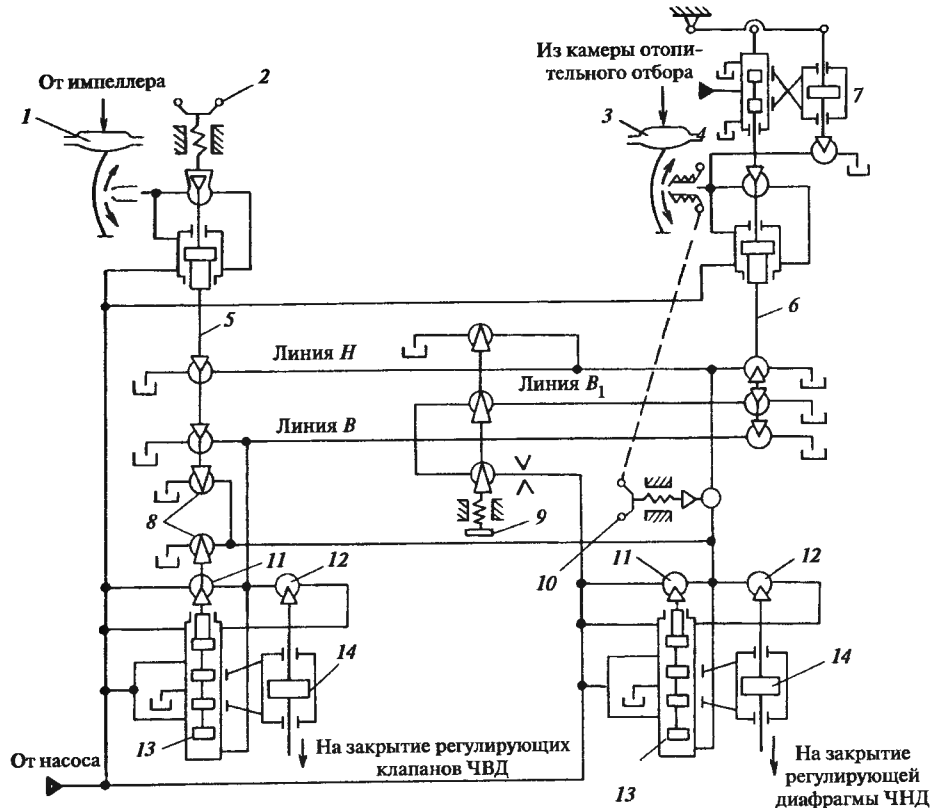


Рис. 9.22. Принципиальная схема гидравлической связанной системы регулирования турбины типа Т ТМЗ:

1 — регулятор частоты вращения; 2 — задатчик регулятора частоты вращения (МУТ); 3 — регулятор давления отопительного отбора; 4 — задатчик регулятора давления; 5 — золотник регулятора частоты вращения; 6 — золотник регулятора давления; 7 — изодромное устройство; 8 — дроссели воздействия на сервомотор ЧНД при сбросах нагрузки; 9 — переключатель на режим с противодействием; 10 — выключатель сервомотора ЧНД; 11 — дроссели обратной связи (самовыключения) промежуточного сервомотора отсечного золотника; 12 — дроссели обратной связи главного сервомотора; 13 — отсечные золотники; 14 — главные сервомоторы

лотников 13 и через дроссели обратной связи 12 главных сервомоторов 14.

Так как система регулирования выполнена связанной, то каждый из регуляторов изменяет расходы сливающегося масла из обеих импульсных линий. Знак и амплитуда каждого управляющего сигнала (команды) выбираются таким образом, чтобы были выполнены условия независимости (автономности) регулирования.

Пусть, например, возрастет частота сети. Частота вращения ротора турбогенератора, работающего синхронно с сетью, также увеличится. Регулятор частоты вращения даст команду на прикрытие сервомотора ЧВД, что уменьшит расход пара через ЧВД. Для того чтобы расход пара, идущего к тепловому потребителю, и давление пара в отборе не изменились, регулятор частоты вращения должен прикрыть и сервомотор ЧНД. Таким образом,

при изменении частоты сети регулятор частоты вращения подает на сервомоторы команды одинакового знака.

При уменьшении расхода пара отопительного отбора давление в нем возрастет. Для того чтобы поддержать давление в отборе в заданных пределах, регулятор давления приоткроет поворотную диафрагму ЧНД и тем самым увеличит расход пара из этого отбора в ЧНД. Так как внутренняя мощность ЧНД возрастет, то для того, чтобы суммарная мощность турбины осталась неизменной, регулятор давления даст команду на прикрытие регулирующих клапанов ЧВД. Таким образом, при изменении давления пара в отопительном отборе регулятор давления подает на сервомоторы команды разного знака.

Обращает на себя внимание тот факт, что закрытие главного сервомотора вызывается снижением

давления в соответствующей импульсной линии. Этим несколько снижается опасность последствий нарушения плотности или даже разрыва любого маслопровода, за исключением короткой линии от импеллера к регулятору частоты вращения.

Смещение дифференциальных сервомоторов первого усиления и выполненных как одно целое с ними золотников регуляторов частоты вращения и давления может быть вызвано не только изменением прогибов мембранно-ленточных систем регуляторов, но и воздействием на их *здатчики*. Они выполнены по-разному. В регуляторе частоты вращения задатчиком 2 (МУТ) можно изменить площадь сечения f_0 подвода масла в линию, идущую к соплу регулятора, а в регуляторе давления задатчиком 4 можно изменить площадь сливного сечения f_1 между лентой и соплом осевым перемещением последнего.

Регулятор давления снабжен *изодромным устройством* 7, выполненным в виде гидравлического сервомотора с отсечным золотником, который перемещается дифференциальным сервомотором золотника регулятора. Сервомотор изодрома изменяет площадь дополнительного сечения f_2 слива масла из линии, идущей к соплу регулятора, в результате чего достигается уменьшение *статической (остаточной) неравномерности регулирования давления*.

Для теплофикационных турбин характерны относительно малая постоянная времени ротора и наличие значительных внутренних паровых объемов. Эти особенности заметно усложняют задачу удержания турбины на холостом ходу при сбросах нагрузки с отключением генератора от сети и делают необходимым наряду с уменьшением постоянных времени промежуточных и главных сервомоторов применение специальных мер.

В частности, крайне желательно быстро закрыть поворотную диафрагму ЧНД при любом режиме работы турбины, включая конденсационный режим работы без отопительного отбора пара, когда поворотная диафрагма полностью открыта и сервомотор удерживается в крайнем верхнем положении. С этой целью в линию управления отсечным золотником главного сервомотора ЧНД включены два дросселя 8, один из которых связан с золотником регулятора частоты вращения, а другой — с отсечным золотником главного сервомотора ЧВД.

При нормальных эксплуатационных режимах оба эти дросселя полностью закрыты. При сбросе

нагрузки, когда отсечной золотник главного сервомотора ЧВД смещается из среднего положения на много вниз, нижний дроссель 8 открывает большую площадь сечения слива из полости под отсечным золотником сервомотора ЧНД, что приводит к быстрому закрытию поворотной диафрагмы ЧНД. Падение расхода пара через ЧНД существенно уменьшает динамическое перерегулирование частоты вращения.

Для того чтобы при возвращении под действием обратной связи отсечного золотника сервомотора ЧВД в среднее положение и при закрытии вследствие этого нижнего дросселя 8 сервомотор ЧНД вновь не открыл поворотную диафрагму при еще высокой частоте вращения, предусмотрен верхний дроссель 8, связанный с золотником регулятора частоты вращения. Он открывается при частоте вращения, равной 3200 об/мин, и вне зависимости от положения нижнего дросселя 8 препятствует открытию поворотной диафрагмы до тех пор, пока частота вращения не упадет ниже указанного значения.

При работе турбины без отопительного отбора поворотная диафрагма ЧНД должна быть полностью открыта, чтобы уменьшить в ней дросселирование. Для этого предусмотрен *выключатель сервомотора ЧНД 10*, конструктивно соединенный с приводом сопла регулятора давления. При отключении сервомотора ЧНД сначала отодвигается сопло и выводится из работы регулятор давления, а затем закрывается дроссель выключателя 10 и поршень сервомотора становится на свой верхний упор, полностью открывая поворотную диафрагму.

Для перевода турбины на режим с противодействием необходимо почти полностью закрыть поворотную диафрагму ЧНД, сохранив лишь минимальный пропуск пара, требуемый для отвода из ЧНД теплоты вентиляционных потерь. В этом положении диафрагма должна быть зафиксирована, чтобы при изменении нагрузки она не закрывалась.

Переключатель на режим с противодействием 9 представляет собой золотник, в котором заблокированы подводящий и два сливных дросселя. При работе турбины на конденсационных режимах с отбором и без отбора пара все дроссели полностью закрыты.

При смещении золотника переключателя вниз через верхний дроссель откроется настолько большой слив масла из импульсной линии *Н*, управляющей сервомотором ЧНД, что последний полностью

закроется, несмотря на возрастающие площади сечений подвода масла в эту линию через дроссели *11* и *12*, и останется в этом положении при любых перемещениях золотников регуляторов частоты вращения и давления.

Так как поворотная диафрагма ЧНД при режиме работы с противодавлением не участвует в компенсации изменения расхода пара в отбор и в работе остаются только регулирующие клапаны ЧВД, то, если не принять дополнительных мер, степень неравномерности регулирования давления значительно возрастет. Чтобы сохранить ее примерно на том же уровне, что и при конденсационном режиме с отбором пара, необходимо увеличить передаточное число от регулятора давления к сервомотору ЧВД. С этой целью средний дроссель переключателя параллельно импульсной линии *B* подключает дополнительную линию *B*₁, сливом из которой управляет еще один дроссель золотника регулятора давления. Так как воздействия регулятора на основную и дополнительную линии совпадают по знаку, то при одном и том же перемещении золотника регулятора давления сервомотор ЧВД будет перемещаться на больший ход, чем при конденсационном режиме с отбором пара. Это и позволяет предотвратить повышение неравномерности регулирования давления при работе по тепловому графику.

В заключение отметим, что в настоящее время на теплофикационных турбинах ТМЗ широко применяются электрогидравлические несвязанные статически автономные системы регулирования. Главные сервомоторы и весь контур регулирования частоты вращения выполняются гидравлическими, что обеспечивает соблюдение высоких требований по быстродействию и надежности. Процессы регулирования мощности, тепловой нагрузки отборов и температуры подпиточной воды на выходе из встроенного пучка конденсатора протекают сравнительно медленно. Это делает возможным применение серийно выпускаемых промышленностью электронных ПИ-регуляторов с исполнительными механизмами невысокого быстродействия типа МЭО (механизм электрический однооборотный).

9.8. СИСТЕМА ЗАЩИТЫ ТУРБИНЫ

Система защиты турбины должна предотвратить аварию турбоагрегата или, если она возникла, ограничить ее развитие, прекратив поступление пара

в турбину быстрым закрытием стопорных и регулирующих клапанов, поворотных диафрагм, обратных клапанов на линиях регулируемых и регенеративных отборов. Система защиты является последней ступенью управления оборудованием турбоустановки.

Система защиты срабатывает и дает команду на отключение турбины при недопустимых:

- повышении частоты вращения ротора;
- увеличении осевого сдвига ротора;
- падении давления масла в линии смазки подшипников;
- повышении давления (падении вакуума) в конденсаторе;
- повышении вибрации подшипников турбоагрегата;
- повышении температуры свежего пара или резком ее снижении;
- повышении уровня воды в ПВД

и некоторых других нарушениях режима работы турбоустановки, грозящих повредить оборудование и требующих экстренной остановки турбины, а во многих случаях отключения всего энергоблока.

Важнейшим требованием, предъявляемым к устройствам технологических защит, является надежность действия, определяемая как по отказам в работе, так и по ложным срабатываниям.

Основными способами повышения надежности системы защиты являются совершенствование ее компонентов и применение нескольких каналов защиты. Схема их включения выбирается в зависимости от последствий, к которым может привести отказ или ложное срабатывание защиты.

Наиболее простой является схема «один из одного», использующая один прибор или устройство, срабатывающие при достижении контролируемым параметром заданной уставки. Для защит, отказ в работе которых грозит тяжелыми повреждениями оборудования, а значит, и убытками более значительными, чем при ложном срабатывании, таких, как, например, защиты от недопустимого осевого сдвига ротора или снижения вакуума в конденсаторе, надежность приборов (реле осевого сдвига, вакуум-реле) должна быть особенно высока именно в отношении отказов.

В тех случаях, когда безопасность оборудования в значительной мере обеспечивается безотказностью защиты, а ложные срабатывания либо маловероятны, либо не ведут к тяжелым последстви-

ям, наиболее предпочтительной является схема «один из двух», в которой устройства с одинаковой уставкой срабатывания включены параллельно (схема «ИЛИ»). Так выполняется, в частности, защита турбины от недопустимого повышения частоты вращения.

Наименьшая вероятность ложных срабатываний достигается в схеме «два из двух», когда приборы включаются последовательно (схема «И»), что, однако, связано с заметным повышением вероятности отказов в работе.

Наиболее универсальной, обеспечивающей высокую надежность как по правильным, так и по ложным срабатываниям, является схема «два из трех». Эта схема также дает возможность проводить проверку аппаратуры на работающем оборудовании без отключения защиты и обеспечивает наибольшую живучесть в аварийных ситуациях. Она получила наибольшее распространение на АЭС.

Схемы защит при их срабатывании должны обеспечить, как правило, одностороннее воздействие на оборудование, в результате чего не восстанавливается его исходное состояние после устранения причин, вызвавших срабатывание защиты. Этим предотвращается возможное повторение аварийной ситуации, так как причина, вызвавшая срабатывание защиты, может исчезнуть с отключением оборудования. Ввод оборудования в работу после действия защиты осуществляется оперативным персоналом или под его контролем.

При срабатывании защиты должна быть обеспечена полная отработка алгоритма, заложенного в ее устройство. Это гарантирует выполнение всех команд защиты даже в том случае, если после начала ее действия исчезла причина, вызвавшая ее срабатывание. Кроме того, этим исключается возможность вмешательства оперативного персонала в работу, которое может быть ошибочным.

При пуске турбины некоторые параметры (вакуум в конденсаторе, давление и температура свежего пара и др.) оказываются ниже аварийных уставок, что при включенных защитах делает пуск невозможным. Поэтому схемами защит должна быть предоставлена возможность ручного или автоматического отключения защит, препятствующих пуску, или предусмотрено автоматическое изменение аварийных уставок. Может быть реализован автомати-

ческий ввод защит в работу при выходе контролируемого параметра на заданный уровень.

Поскольку защиты вступают в работу тогда, когда система регулирования и оперативный персонал не обеспечили безопасную работу оборудования, их действию предоставляется высший приоритет по отношению к действиям оператора и системы регулирования.

Рассмотрим работу некоторых защит турбины.

Защита по повышению частоты вращения. Из всех защит турбины самой ответственной является защита от разгона (от недопустимого повышения частоты вращения). Это связано с тем, что разрушение турбины центробежными силами является одной из тяжелейших аварий на электростанции, влекущей за собой полный выход из строя оборудования, серьезные повреждения здания и другие тяжелые последствия.

Безопасность турбины при значительном повышении частоты вращения обеспечивается двумя независимыми системами — регулирования и защиты. Правильно спроектированная и нормально функционирующая система регулирования турбины должна обладать таким быстродействием, чтобы даже в случае полного сброса нагрузки с отключением турбогенератора от сети не допустить повышения частоты вращения ротора до уровня настройки защиты от разгона. Другими словами, система регулирования после сброса полной нагрузки должна удерживать турбину на холостом ходу.

Важно отметить, что системы регулирования и защиты действуют совершенно независимо друг от друга — от измерителей частоты вращения (регулятора частоты вращения и автомата безопасности) до парозапорных органов (регулирующих и стопорных клапанов).

Большим преимуществом системы регулирования как первой линии защиты является возможность непрерывного контроля за ее функционированием в процессе нормальной эксплуатации. Вместе с тем безопасность турбоагрегата должна быть обеспечена и в самом неблагоприятном случае полного отказа системы регулирования, когда после сброса нагрузки регулирующие клапаны остаются максимально открытыми. Это и есть основная задача собственно защиты турбины от недопустимого повышения частоты вращения.

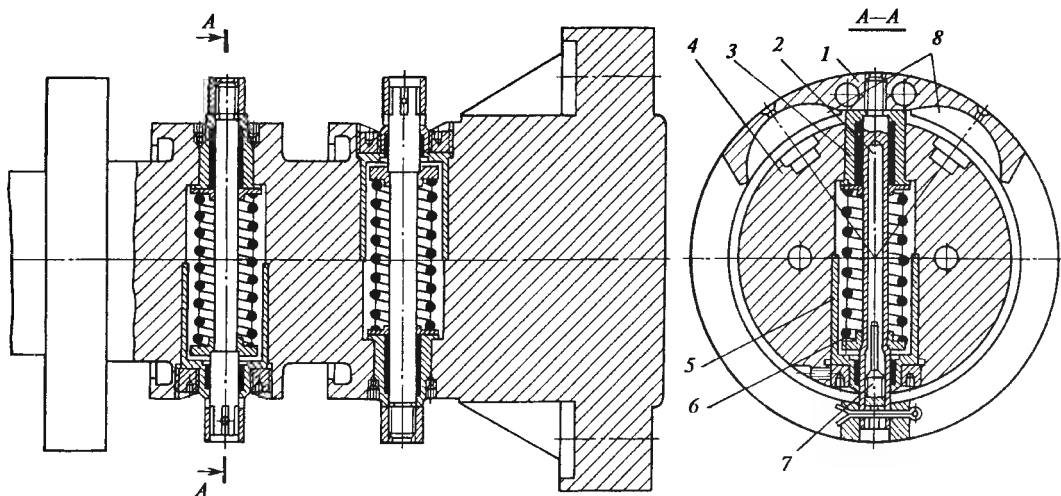


Рис. 9.23. Автомат безопасности:

1 — кольцевой боек; 2 — стержень; 3, 5 — втулки; 4 — вал; 6 — пружина; 7 — регулировочный винт; 8 — камеры для масла

Импульсным органом системы защиты от разгона является *автомат безопасности*, бойки которого настраиваются на срабатывание при повышении частоты вращения на 11—12 % сверх номинального значения, т.е. при $n = 3330 \dots 3360$ об/мин. После срабатывания автомата безопасности частота вращения еще заметно увеличивается из-за расширения пара, поступающего в турбину в процессе закрытия стопорных клапанов, а также аккумулярованного в промежуточных ступенях турбины. Снижение уровня настройки срабатывания автомата безопасности уменьшает максимальное значение частоты вращения в переходном процессе, но делает затруднительным удержание турбины на холостом ходу с помощью системы регулирования. Срабатывание же автомата безопасности при сбросе нагрузки не позволяет судить о динамических качествах системы регулирования, об их изменении в процессе эксплуатации, что снижает ее надежность как первой линии защиты турбины от разгона.

На рис. 9.23 показана конструкция механического автомата безопасности с двумя кольцевыми бойками.

Автомат безопасности располагается на переднем конце вала турбины. С каждым кольцевым бойком резьбой жестко соединен стержень, направляемый втулками, закрепленными на валу автомата безопасности. В поперечной расточке вала находится пружина, которая через тарелку и стержень прижимает кольцо к валу.

Центр масс кольца и связанных с ним подвижных деталей (стержня, пружины, тарелки пружины, регулировочного винта) смещен относительно оси ротора в направлении возможного движения кольца. Благодаря этому при вращении на кольцо действует равнодействующая центробежных сил, стремящаяся преодолеть силу натяжения пружины, которая регулируется таким образом, чтобы срабатывание (выбивание) бойка произошло при частоте вращения $n = (1,11 \dots 1,12) n_0$. Для повышения надежности защиты автомат безопасности выполнен как *неустойчивый регулятор* частоты вращения. В этом случае, как только боек начнет двигаться, приращение центробежной силы будет превышать приращение натяжения пружины, что гарантирует движение бойка до упора. После срабатывания внешняя поверхность кольца становится эксцентричной по отношению к оси ротора, что приводит к удару кольца по рычагу, передающему это воздействие на золотники автомата безопасности, перемещение которых вызывает быстрое закрытие всех парозапорных органов турбины.

Уровень срабатывания автомата безопасности настраивается вращением стержня, меняющего натяжение пружины (грубая настройка), или перемещением внутри стержня регулировочного винта, изменяющего эксцентриситет центра масс бойка в сборе (тонкая настройка).

При нормальных эксплуатационных режимах элементы системы защиты неподвижны, и поэтому нет

твердой уверенности в их надежной работе при возникновении аварийной ситуации. Отсюда вытекает необходимость периодической проверки работоспособности всего канала защиты — от первичных датчиков (автомата безопасности) до исполнительных механизмов (сервомоторов стопорных клапанов).

Наиболее надежной является проверка автомата безопасности повышением частоты вращения до значений, при которых он срабатывает. Такая проверка по ПТЭ обязательна после разборки автомата безопасности, перед испытанием системы регулирования на сброс нагрузки и после длительного простоя (более 1 месяца). Для испытания турбина должна быть полностью разгружена и отключена от сети.

Хотя проверка защиты турбины разгоном проводится в условиях, максимально приближенных к тем, в которых она должна сработать, высокие напряжения в роторе от центробежных сил, возрастающие во время испытаний более чем на 20 %, отрицательно сказываются на надежности и сроке службы деталей ротора, ухудшают его вибрационное состояние. Поэтому ПТЭ допускается кроме упомянутых выше случаев проверка защиты без увеличения частоты вращения. Она проводится на холостом ходу или даже при работе турбины под нагрузкой.

Для испытания автомата безопасности без повышения частоты вращения в бойках имеются камеры для масла, которое подводится к каждому бойку раздельно. Попадая в камеры, масло смещает центр масс бойка. Равнодействующая центробежных сил, действующих на боек, получает приращение, и он срабатывает при номинальной или даже более низкой частоте вращения. После прекращения подачи масла к бойку камеры дренируются через отверстия малого диаметра.

Для возможности проведения испытания автомата безопасности под нагрузкой необходимо, чтобы под действием пружин бойки возвращались в исходное (рабочее) положение при частоте вращения, несколько большей номинальной.

Испытание бойков при работе турбины под нагрузкой ведется поочередно, для чего испытуемый боек отключается от системы защиты смещением рычага. Во время испытания защита турбины от разгона осуществляется другим бойком.

Если защита турбины от недопустимого повышения частоты вращения воздействует непосредственно на золотники автомата безопасности, то ос-

тальные защиты используют датчики с электрическим выходным сигналом и логические устройства для формирования команды на отключение турбины, которая передается через электромагнитные выключатели.

Защита по осевому сдвигу. Возрастание осевого усилия до уровня, превышающего несущую способность упорного подшипника, приводит к выплыванию баббитовой заливки на колодках подшипника, сопровождающемуся осевым сдвигом ротора. При достижении им заданной уставки *реле осевого сдвига* (РОС) немедленно отключает турбину, чтобы не допустить тяжелого повреждения ее проточной части.

Следует отметить, что осевое перемещение ротора в пределах разбега в упорном подшипнике при изменении направления осевого усилия является совершенно нормальным. Чтобы исключить ложное срабатывание РОС и необоснованное отключение турбины, при выборе уставки реле приходится допустить некоторое выплывание баббитовой заливки колодок упорного подшипника и тем самым его повреждение. Важно успеть отключить турбину раньше, чем выберется минимальный осевой зазор в проточной части, когда последствия аварии будут значительно более тяжелыми.

Защита по давлению в системе смазки. При падении давления в системе смазки до первого предела подается предупредительный сигнал, автоматически включаются резервный маслонасос переменного тока и аварийный маслонасос постоянного тока. Если это не приводит к восстановлению давления и оно продолжает падать, то при достижении второго предела защита отключает турбину. Масло в подшипники при выбеге ротора подается из аварийных бачков, размещенных на крышках подшипников. Во избежание ложных отключений турбины при кратковременных провалах давления, например при переходе с рабочего на резервный насос смазки, сигнал на отключение турбины подается с выдержкой времени.

Защита по вакууму в конденсаторе. Тяжелым нарушением режима работы является глубокое падение вакуума в конденсаторе, сопровождающееся повышением температуры выходных патрубков ЦНД и в паровом пространстве конденсатора. При этом нарушается центровка, растет вибрация, возможно задевание в проточной части из-за относи-

тельного укорочения ротора, резко возрастают динамические напряжения в рабочих лопатках последней ступени, не исключено нарушение вальцовки трубок в трубных досках конденсатора.

При повышении абсолютного давления в конденсаторе до первого предела подается предупредительный сигнал, при достижении второго предела защита отключает турбину.

Защита турбины по температуре свежего пара. Резкое снижение температуры свежего пара приводит к высоким температурным напряжениям в деталях паровпуска, роторе и лопаточном аппарате, угрожает забросом влажного пара и даже воды в турбину. Поэтому при падении температуры до второго предела турбина отключается. Защита выводится из работы при пуске турбины на скользящих параметрах и при контролируемом расхолаживании, когда турбина выводится в ремонт.

Наряду с защитами собственно турбины предусмотрены так называемые *локальные защиты* вспомогательного оборудования турбоустановки (регенеративных и сетевых подогревателей, насосов и др.), нарушение режимов работы которого может иметь тяжелые последствия и для турбины. Рассмотрим одну из них.

Защита по уровню воды в ПВД. Среди причин, по которым может повыситься уровень воды

в ПВД, наиболее вероятной и опасной является повреждение его трубной системы. Поступающая в паровое пространство подогревателя питательная вода быстро заполнит его полностью. Если обратный клапан на линии подвода пара к подогревателю не закроется, вода попадет в турбину, а если закроется — давление в корпусе подогревателя станет близким к давлению питательных насосов, которое значительно превышает расчетное для ПВД.

Защита действует следующим образом. При повышении уровня воды в любом из ПВД до первого предела выдается предупредительный сигнал. Если уровень воды достигнет второго предела, защита отключает всю группу ПВД по питательной воде и по пару, переводит питание котла на байпас ПВД. Если подъем уровня и после этого не прекращается и он доходит до третьего предела, отключаются питательные насосы и энергоблок выводится из работы.

Сервомоторы стопорных клапанов как исполнительные органы системы защиты должны закрываться особенно быстро, причем закрываться даже при полном падении давления рабочей жидкости. Такими свойствами обладают только односторонние пружинные сервомоторы, которые всегда и выбираются для привода стопорных клапанов.

СИСТЕМЫ МАСЛОСНАБЖЕНИЯ ТУРБИН

10.1. ЕДИНАЯ СИСТЕМА МАСЛОСНАБЖЕНИЯ

В течение длительного времени в системах регулирования турбин в качестве рабочей жидкости использовалось исключительно минеральное масло нефтяного происхождения, что давало возможность объединить маслоснабжение систем регулирования, защиты и смазки агрегата.

Минеральное масло как рабочая жидкость систем регулирования обладает ценными качествами: хорошей смазочной способностью, что облегчает достижение высокой чувствительности регулирования; оно не агрессивно и поэтому допускает применение обычных материалов; практически несжимаемо, чем определяется высокая скорость передачи сигналов по гидравлическим связям и др.

Система маслоснабжения в значительной мере определяет надежность работы турбины, так как даже кратковременное прекращение подачи масла к подшипникам может привести к выплавлению их баббитовой заливки и тяжелому повреждению турбины, а оставить без масла систему регулирования — значит потерять управление турбиной.

По соображениям надежности маслоснабжения длительное время в качестве *главного масляного насоса* (ГМН) турбины выбирался *насос объемного типа*: вначале зубчатый, а впоследствии винтовой, как имеющий большую подачу и экономичность. Во многом это связывалось с тем, что насосы объемного типа обладают ценным свойством самовсасывания и для них неопасно попадание воздуха в линию всасывания. Подача насоса объемного типа пропорциональна частоте вращения, и он не срывает маслоснабжение даже при очень низкой частоте вращения. Благодаря этому возможен безаварийный останов турбины при отказе всех вспомогательных масляных насосов. Принципиальная схема маслоснабжения турбины с насосом объемного типа приведена на рис. 10.1.

Наряду с достоинствами насосы объемного типа имеют и существенные недостатки. При тех расходах масла, которые необходимы в современных турбинах, по условиям кавитации насос приходится

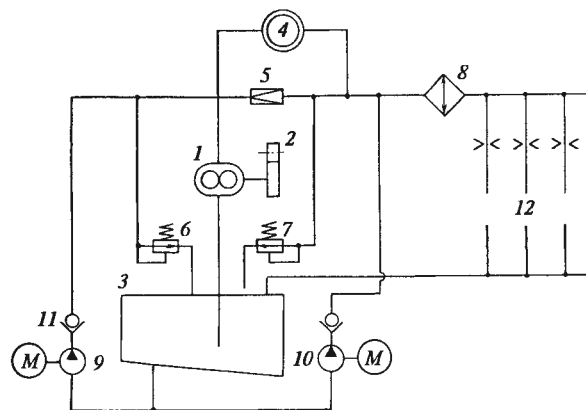


Рис. 10.1. Принципиальная схема маслоснабжения турбины с главным масляным насосом объемного типа:

1 — главный масляный насос; 2 — редукторная передача; 3 — масляный бак; 4 — система регулирования; 5 — редукционный клапан; 6 — предохранительный клапан; 7 — маслосбрасывающий клапан; 8 — маслоохладитель; 9 — пусковой масляный насос высокого давления; 10 — аварийный масляный насос низкого давления; 11 — обратный клапан; 12 — масло к подшипникам

выполнять с пониженной частотой вращения вала и соединять с ротором турбины с помощью редукторной передачи, как правило, зубчатой. Такая передача не только усложняет конструкцию блока переднего подшипника, но и, что более существенно, недостаточно надежна из-за высокой скорости в зацеплении и пульсации ротора на масляной пленке в подшипниках. Авария передачи, вызывающая остановку главного масляного насоса, может привести к тяжелым последствиям для турбины.

Кроме того, насос объемного типа имеет неблагоприятную характеристику (рис. 10.2), что особенно проявляется в переходных процессах регулирования. Теоретическая характеристика насоса вертикальна. Из-за неизбежных перетечек из напорной линии во всасывающую действительная характеристика слабопадающая, т.е. с ростом давления за насосом его подача несколько уменьшается. На установившихся режимах работы турбины гидравлическое сопротивление внешней сети насоса определяется практически постоянным расходом масла, идущего на смазку подшипников, и достаточно ста-

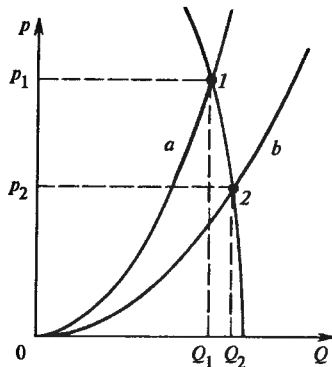


Рис. 10.2. Характеристика насоса объемного типа

бильным потреблением масла промежуточными сервомоторами с проточными золотниками. В сервомоторах с отсечными золотниками покрываются только утечки масла. Характеристика внешней сети насоса в статике на рис. 10.2 изображена линией *a* с рабочей точкой 1, которая определяет развиваемое насосом давление p_1 и подачу Q_1 .

В переходных процессах, когда при смещении отсечного золотника из среднего положения в сервомотор системы регулирования направляется большой поток масла, сопротивление внешней сети насоса резко падает (характеристика *b* на рис. 10.2), давление в напорной линии снижается до уровня p_2 при практически неизменной подаче $Q_2 \cong Q_1$. Такой глубокий провал давления масла в напорной линии системы регулирования в наиболее ответственный момент ее работы недопустим, поэтому приходится устанавливать *редукционный клапан* 5 (рис. 10.1), который поддерживает давление в системе регулирования, сокращая подачу масла в систему смазки, что компенсируется возрастающим сливом масла из главного сервомотора. Редукционные клапаны показали себя в эксплуатации недостаточно надежными. Колебания клапана при резких изменениях расхода масла приводили к заметным пульсациям напорного давления и к гидроударам, которые иногда влекли за собой повреждения маслопроводов и даже вызывали пожары. Если редукционный клапан после завершения переходного процесса не откроется, то давление в системе регулирования может существенно возрасти. Чтобы исключить эту опасность, приходится устанавливать *предохранительный клапан* 6. Давление масла, направляемого в систему смазки, поддерживается пружинным *маслосбрасывающим клапаном* 7.

Перечисленные и некоторые другие недостатки насосов объемного типа привели к тому, что в на-

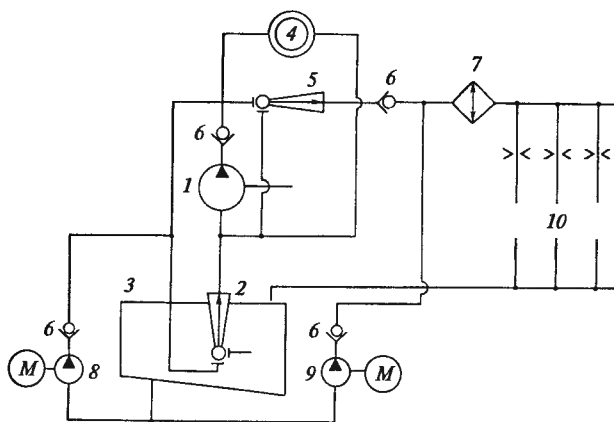


Рис. 10.3. Принципиальная схема маслоснабжения турбины с главным масляным насосом центробежного типа:

1 — главный масляный насос; 2 — инжектор первой ступени; 3 — масляный бак; 4 — система регулирования; 5 — инжектор второй ступени; 6 — обратные клапаны; 7 — маслоохладитель; 8 — пусковой масляный насос высокого давления; 9 — аварийный масляный насос низкого давления; 10 — масло к подшипникам

стоящее время они практически не используются в системах маслоснабжения турбин и заменены центробежными насосами.

Принципиальная схема маслоснабжения турбины с главным масляным насосом центробежного типа приведена на рис. 10.3. *Центробежный насос* легко может быть выполнен быстроходным и поэтому соединяется непосредственно с валом турбины. Насос имеет благоприятную характеристику (рис. 10.4) и в динамике существенно увеличивает подачу Q_2 при незначительном падении давления p_2 по сравнению со значениями Q_1 и p_1 при установившихся режимах работы.

Так как давление, развиваемое центробежным насосом, пропорционально квадрату частоты вращения вала и плотности его рабочей жидкости, то насос не может эвакуировать воздух из всасывающей линии, т.е. не обладает свойством самовсасыва-

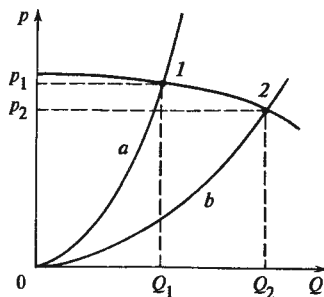


Рис. 10.4. Характеристика насоса центробежного типа

вания, и перед пуском должен быть заполнен перекачиваемой жидкостью. Естественно, нельзя допустить попадания воздуха во всасывающую полость насоса, так как в этом случае он прекратит подачу жидкости. С этой целью во всасывающей линии поддерживается небольшое избыточное давление с помощью *инжектора* — струйного насоса, работающего на масле главного насоса и установленного ниже уровня масла в баке.

В *одноинжекторных* схемах давление масла за инжектором, выбираемое из потребностей системы смазки, превышает 0,1 МПа. Для предотвращения срыва насоса достаточно иметь значительно меньшее давление (около 0,03—0,05 МПа на уровне оси насоса). Так как КПД инжектора невысок, более экономичной оказывается *двухинжекторная* схема, в которой вторая ступень инжектора забирает часть масла после первой ступени и повышает его давление до уровня 0,1—0,15 МПа, необходимого для преодоления сопротивления маслоохладителей и коммуникаций системы смазки. Применение двух инжекторов вместо одного не снижает надежности маслоснабжения, так как в инжекторах нет движущихся частей, они просты по устройству и не требуют обслуживания.

Между инжектором второй ступени и подшипниками устанавливаются *поверхностные маслоохладители*, чтобы на всех режимах работы температура масла перед подшипниками не превышала 50 °С. Для того чтобы при нарушении плотности маслоохладителей вода не попадала в масляную систему, давление масла в маслоохладителях поддерживается выше давления воды. Предполагается, что утечка масла будет своевременно обнаружена эксплуатационным персоналом. Однако масло, попавшее в систему циркуляционного водоснабжения, загрязняет водоемы электростанции, нанося ущерб окружающей среде. Поэтому в настоящее время все чаще давление воды в маслоохладителях выбирается большим, чем давление масла. Одновременно принимаются меры, направленные на повышение герметичности маслоохладителей.

Для создания давления в системе регулирования при пуске турбины предусмотрен *пусковой масляный насос высокого давления 8* (рис. 10.3), который, кроме того, через инжектор заполняет маслом корпус главного насоса. По мере повышения частоты вращения турбины давление, развиваемое ГМН, растет, и, когда оно превысит давление за пусковым насосом, откроется *обратный клапан 6* за ГМН. Начиная с этого момента маслоснабжение систем ре-

гулирования, защиты и смазки обеспечивается ГМН и пусковой насос, обратный клапан за которым закроется, может быть остановлен.

Падение давления в системе смазки приводит к автоматическому пуску *вспомогательного масляного насоса низкого давления 9*, подающего масло только к подшипникам и приводимого электродвигателем постоянного тока.

10.2. ПРОТИВОАВАРИЙНОЕ МАСЛОСНАБЖЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ

Задачей системы смазки паровой турбины является надежная подача необходимого количества масла к подшипникам для того, чтобы

- уменьшить потери мощности на трение в подшипниках;
- предотвратить износ поверхностей трения;
- отвести теплоту, выделяющуюся при трении, а также передаваемую от горячих частей турбины.

Высокая надежность маслоснабжения в турбинах с докритическими параметрами пара в значительной мере обеспечивалась приводом главного масляного насоса от вала турбины. При реализации этого принципиального решения, подтвержденного мировым опытом эксплуатации в течение десятилетий, при проектировании мощных паровых турбин на сверхкритические параметры пара столкнулись с серьезными трудностями. С повышением давления масла в системе регулирования выросли размеры насосной группы, что усложнило компоновку ее в блоке переднего подшипника. Значительные осевые перемещения корпуса подшипника затруднили организацию самокомпенсации маслопроводов большого сечения. Возрастание объема масла в баке, расположенном непосредственно под передним подшипником турбины вблизи горячих паропроводов, усугубило пожарную опасность турбоустановки. Слабым элементом оказалась и зубчатая муфта привода насоса от вала турбины, а нарушение работы насоса требовало остановки турбины.

Переход на независимый привод насосов смазки от электродвигателей стал возможным благодаря достаточно высокой надежности питания собственных нужд на современных мощных электростанциях. Снятие главного масляного насоса с вала турбины и переход к автономным насосам с электроприводом были ускорены применением различных жидкостей в системах регулирования (воды или огнестойкого синтетического масла) и смазки (минерального масла).

Применение независимого привода насосов смазки дает немалые преимущества:

- независимый привод насосов смазки в сочетании с 100 %-ным резервом позволяет ремонтировать любой из насосов без остановки турбины;
- можно удалить масляный бак от горячих элементов турбоустановки и разместить его на нулевой отметке, что существенно повышает пожаробезопасность;
- отпала необходимость в применении инжекторной группы для создания избыточного давления на всасывании ГМН и подачи масла на смазку;
- появилась возможность в исключительных случаях, например при пожаре, остановить насос смазки, специальными мероприятиями обеспечив безаварийный останов турбины;
- можно выполнить централизованную систему смазки — главной турбины, всех питательных насосов и другого оборудования.

Отмеченные преимущества независимого привода насосов смазки могут быть реализованы только при условии, что будет обеспечено надежное маслоснабжение при переключениях насосов, а также в аварийных режимах — при потере питания собственных нужд.

Привод главного насоса от вала турбины надежнее автономного привода от электродвигателя из-за возможной потери напряжения в сети собственных нужд электростанции, хотя на этот случай в системе маслоснабжения подшипников предусматриваются аварийные масляные насосы с приводом от электродвигателей постоянного тока, питаемых от аккумуляторной батареи станции. Тем не менее надежность маслоснабжения подшипников оказывается несколько сниженной из-за невозможности мгновенно запустить двигатель насоса и падения напряжения на шинах аккумуляторной батареи при включении большой нагрузки (вместе с аварийными масляными насосами одновременно включаются и многие другие потребители аварийного резерва).

Задача резервирования маслоснабжения подшипников кардинально решается применением *противоаварийных емкостей* — бачков, встроенных в крышки подшипников агрегата (рис. 10.5). Масло от насоса поступает в бачок, откуда по двум трубкам подводится к вкладышу подшипника. По одной из них масло подается при нормальной работе, когда бачок находится под давлением. При прекращении подачи масла от основных и аварийных насосов давление в бачке снижается до атмосферного и масло поступает в подшипник по другой трубке самотеком. Одновременно защита по падению давле-

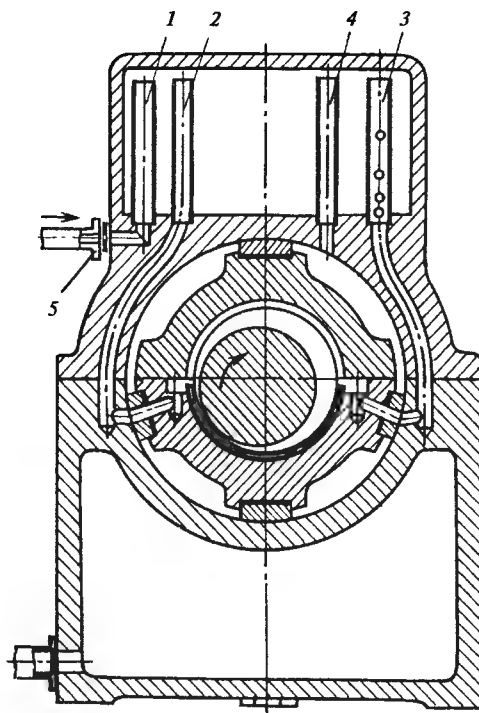


Рис. 10.5. Подвод масла к опорному подшипнику через противоаварийную емкость:

1 — подача из напорного коллектора; 2 — подвод масла при нормальной работе; 3 — аварийный подвод масла; 4 — воздушник; 5 — дозирующая шайба

ния в системе смазки отключает генератор от сети. Даже если бы турбина останавливалась со «срывом» вакуума и выбег ее не превышал 20 мин, подача номинального расхода масла в течение всего выбега потребовала бы слишком большого запаса масла в бачке. Исследования показали, что в этом нет необходимости и расход масла можно сокращать пропорционально снижению частоты вращения ротора.

Предложен простой и надежный способ программного регулирования расхода вытекающего масла. По высоте трубки выполняется несколько отверстий разного диаметра. В начале выбега масло в подшипник поступает через все отверстия и открытый верхний торец трубки. По мере опорожнения бачка уровень масла, а следовательно, и напор снижаются и, кроме того, уменьшается число отверстий, через которые вытекает масло. Выбором расположения отверстий и значений их диаметров можно обеспечить требуемый закон подачи масла в подшипник. Чтобы поступление масла из бачка не прекратилось до его полного опорожнения, пространство над уровнем масла в бачке соединяется переливной трубой или воздушником с атмосферой.

10.3. ПОВЫШЕНИЕ ПОЖАРНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ТУРБИН

Применение минерального (нефтяного) масла в системах регулирования и защиты, а также для смазывания подшипников турбины и генератора таит в себе значительную потенциальную опасность возникновения пожара в турбоустановке. Это обусловлено тем, что температура самовоспламенения минерального масла (около 370 °С) значительно ниже температуры свежего пара и пара после промежуточного перегрева (540 °С). Полностью исключить возможность прорыва масла из трубопроводов и узлов систем регулирования и смазки практически невозможно. Попад на достаточно горячие детали турбоустановки, оно воспламенится. Такие пожары быстротечны и наносят значительный материальный ущерб, связанный с расходами на восстановление или ремонт поврежденного основного и вспомогательного оборудования, щитов управления и кабельных связей, строительных конструкций машинного зала, а также с недовыработкой электрической энергии и возможным ограничением ее для потребителей.

При проектировании, изготовлении и эксплуатации систем регулирования, защиты и смазки турбин всегда применяются те или иные традиционные мероприятия, повышающие пожарную безопасность:

- тщательный контроль маслопроводов, в частности просвечивание сварных швов гамма- или рентгеновскими лучами;
- испытание всех маслопроводов в сборе с узлами регулирования двойным рабочим давлением;
- снятие масляного насоса с вала турбины и переход к электроприводу, что позволяет удалить масляный бак от турбины;
- использование аварийного маслоснабжения подшипников, что дает возможность предотвратить развитие пожара отключением насосов.

Вместе с тем сосредоточить, как это раньше часто делалось, максимальное число узлов системы регулирования, работающих на масле высокого давления, в одном блоке, например в корпусе подшипника, в турбинах большой мощности с промежуточным перегревом пара и индивидуальными сервомоторами не удастся.

Длительный опыт эксплуатации показал, что наиболее радикальным путем предотвращения загорания масла на электростанциях является заме-

на минерального турбинного масла негорючими жидкостями — водой или синтетическим огнестойким маслом.

Привлекательность применения воды в системах регулирования обусловлена тем, что она является рабочим телом паротурбинной установки. Это открывает возможность существенно упростить систему питания и ее резервирование, так как могут быть использованы конденсатные и питательные насосы, другое оборудование турбоустановки.

В эксплуатируемых в настоящее время водяных системах регулирования мощных турбин ХТЗ и ТМЗ успешно разрешены многие трудные проблемы, обусловленные малой вязкостью воды и ее агрессивностью по отношению к материалам. Это позволило значительно уменьшить пожарную опасность турбоагрегатов. Однако замена нефтяного масла на воду в подшипниках столкнулась со столь серьезными трудностями, что эти работы не получили пока промышленного распространения.

Другим направлением повышения пожарной безопасности, получившим развитие в отечественной и мировой энергетике, является применение синтетических огнестойких масел.

Отечественное *синтетическое огнестойкое масло*, разработанное ВТИ и получившее наименование ОМТИ (огнестойкое масло теплотехнического института), по многим физико-химическим свойствам близко к минеральному турбинному маслу, но некоторые их свойства существенно различаются, что должно учитываться при проектировании и эксплуатации систем регулирования и смазки.

Рассмотрим свойства ОМТИ, в большей или меньшей степени существенные для систем регулирования и смазки турбин.

Огнестойкость масла оценивается температурой самовоспламенения на воздухе, составляющей приблизительно 720 °С. Важно также, что ОМТИ не поддерживает горения при исчезновении источника открытого огня.

Смазывающие свойства масла характеризуются, в частности, его способностью обеспечивать малое трение без масляного клина (граничная смазка). Это качество особенно важно для систем регулирования, в которых не применяется гидравлическая самоцентрировка золотников, в частности для систем регулирования турбин ЛМЗ. Смазывающие свойства ОМТИ лучше, чем минерального масла,

поэтому специального подбора материалов для трущихся пар не требуется.

Вязкость и зависимость ее от температуры у ОМТИ такие же, как у турбинного масла. Поэтому может быть использован богатый опыт проектирования и эксплуатации систем регулирования на минеральном масле.

Теплоемкость ОМТИ в 1,2 раза меньше, чем теплоемкость минерального масла. При использовании ОМТИ в системе смазки, где отводится большое количество теплоты, такая особенность является существенной.

Плотность ОМТИ в 1,3 раза выше, чем плотность минерального масла ($\rho_{\text{ОМТИ}} = 1,14 \dots 1,17 \text{ г/см}^3$, $\rho_{\text{м.м}} = 0,87 \dots 0,89 \text{ г/см}^3$), что учитывается при выборе насосов регулирования. Повышенная плотность ОМТИ влияет также на выделение попавшей в масло воды, которая собирается на поверхности масла и испаряется. Затрудняется отделение механических примесей из-за уменьшения разницы в плотностях ($\rho_{\text{м.л}} = 1,3 \dots 1,5 \text{ г/см}^3$).

Насыщаемость воздухом ОМТИ и минерального масла примерно одинакова, однако средние размеры пузырьков воздуха в ОМТИ меньше и выделение его идет в несколько раз медленнее. Поэтому проблема интенсификации воздуховыделения при работе на огнестойком масле особенно актуальна. Она решается, в частности, установкой в баке специального *воздухоотделителя*.

Воздействие на конструкционные материалы, применяемые в турбинах (сталь, цветные металлы, баббит и др.), со стороны ОМТИ и минерального масла примерно одинаково. Вместе с тем многие прокладочные и изоляционные материалы, например паранит, бакелит, маслостойкие резины, полихлорвинил, растворяются ОМТИ и должны заменяться на прессшпан, шеллак, фторопласт и т.п.

Диэлектрические свойства ОМТИ хуже, чем минерального масла, но это не приводит к серьезным трудностям в работе элементов электроавтоматики турбины с ее сравнительно низким уровнем напряжения.

Токсичность ОМТИ по сравнению с токсичностью первых образцов отечественных огнестойких масел значительно снижена, и в настоящее время предельно допустимая концентрация (ПДК) аэрозо-

лей ОМТИ (5 мг/м^3) находится на уровне ПДК аэрозолей нефтяного масла. Тем не менее при организации эксплуатации и ремонта должны быть созданы и постоянно соблюдаться безопасные условия работы с ОМТИ.

Стоимость ОМТИ в несколько раз выше, чем стоимость минерального масла, хотя и немного снижается по мере совершенствования технологии изготовления. При сравнении затрат следует учитывать более длительный срок службы огнестойкого масла по сравнению с минеральным.

Длительная опытно-промышленная эксплуатация системы смазки одной из турбин К-300-240 ЛМЗ с использованием ОМТИ показала принципиальную возможность замены минерального масла на огнестойкое не только в системе регулирования, но и в системе смазки. Она была затем подтверждена опытом промышленной эксплуатации таких систем на нескольких турбинах К-800-240. Применение огнестойкого масла в системе смазки является новым серьезным шагом в повышении пожарной безопасности турбоустановки. Сдерживающими факторами являются относительно высокая стоимость ОМТИ и необходимость резкого расширения его производства.

10.4. МАСЛОСНАБЖЕНИЕ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Применение различных рабочих жидкостей в системах регулирования и смазки, например ОМТИ и нефтяного масла, приводит к разделению маслоснабжения турбоагрегата на две независимые друг от друга системы.

Маслоснабжение систем регулирования и защиты рассмотрим на примере паровых турбин большой мощности ЛМЗ, в которых с начала 60-х годов в качестве рабочей жидкости применяется синтетическое огнестойкое масло (сначала иввиоль, а в настоящее время ОМТИ).

Масло в системы регулирования и защиты подается двумя поочередно работающими насосами *маслонапорной станции* (рис. 10.6) с приводом от электродвигателей переменного тока мощностью по 200 кВт. Потребляемая мощность в установившемся режиме работы составляет 90 кВт.

Обычно в работе находится один насос. При отключении работающего насоса контактами пускате-

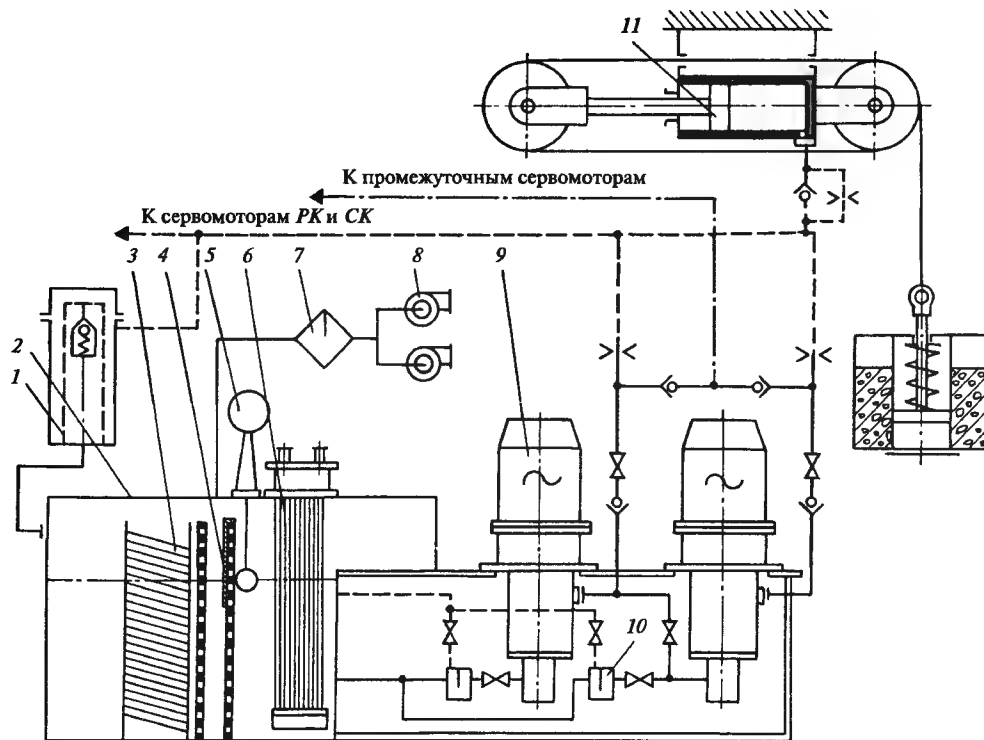


Рис. 10.6. Маслонапорная станция турбины ЛМЗ:

1 — фильтр тонкой очистки; 2 — бак систем регулирования и защиты; 3 — воздухоотделитель; 4 — сетка; 5 — указатель уровня масла; 6 — маслоохладитель; 7 — маслоотделитель; 8 — экстаузер; 9 — центробежный насос с электроприводом; 10 — гидрозапор; 11 — пружинно-грузовой аккумулятор; РК, СК — регулирующий и стопорный клапаны

ля или электроконтактным манометром при падении давления в системе регулирования с 4,7 до 3,5 МПа включается двигатель резервного насоса. На линиях нагнетания каждого насоса установлены *обратные клапаны*, предотвращающие слив жидкости из напорной линии в бак через насос, находящийся в резерве.

Насосы системы регулирования установлены на *масляном баке*, расположенном на полу конденсационного помещения. В баке происходят выделение из масла нерастворенного воздуха, очистка его от механических примесей и охлаждение. Для уменьшения колебаний уровня масла в баке при пуске и остановке насосов верхняя часть бака сделана расширяющейся.

Воздухоотделитель выполнен в виде пакета листов из нержавеющей стали с отогнутыми краями, обеспечивающими их жесткость и определенное расстояние между листами при установке их один на другой. Угол наклона листов по ходу масла и к стенкам бака выбран с таким расчетом, чтобы

интенсифицировать выделение воздуха и выход его в пространство между боковыми стенками воздухоотделителя и наружными стенками бака.

Малая нечувствительность системы регулирования может быть обеспечена только при высокой степени очистки масла от механических примесей в процессе эксплуатации. Применение огнестойкого масла обостряет проблему очистки, так как создание малорасходных систем регулирования при одновременном переходе на более высокое напорное давление требует уменьшения зазоров, а следовательно, и более тонкого фильтрования.

Сетчатый фильтр грубой очистки масла разделяет бак на «грязный» и «чистый» отсеки и состоит из двух рядов сеток с размерами ячейки $0,2 \times 0,2$ мм. На этих сетках задерживаются крупные частицы механических примесей. Для удобства установки и очистки сетки натянуты на рамки, опускаемые в специальные пазы. Высокая степень очистки масла от шлама и механических примесей обеспечивается постоянной работой *фильтра тон-*

кой очистки патронного типа с применением хлопчатобумажной ткани плотного плетения.

В «чистом» отсеке бака установлен *маслоохладитель*, выполненный в виде двухпоточного по воде теплообменника. Наружные поверхности трубок, омываемые маслом, имеют оребрение. Для того чтобы при нарушении плотности трубной системы исключить попадание огнестойкого масла в циркуляционный контур электростанции, давление масла в маслоохладителе выбрано меньшим, чем давление воды. Охладитель может быть заменен на резервный при работе турбины. К концу операции замены охладителя температура масла не должна превышать 70 °С. Рабочая температура масла за насосами составляет (50 ± 5) °С.

Для повышения надежности маслоснабжения при электрическом приводе насосов системы регулирования необходимо обеспечить:

- аварийный переход с рабочего насоса на резервный без существенного снижения нагрузки турбины;
- нормальную работу насосов системы регулирования при снижении напряжения собственных нужд до 70 % номинального, что может произойти при включении крупного электродвигателя, например питательного электронасоса, длительность пуска которого достигает 14—16 с;
- кратковременную (5—6 с) бесперебойную работу системы регулирования при исчезновении напряжения собственных нужд.

Уменьшение провала давления масла в напорной линии при переключении насосов и кратковременное поддержание его на необходимом уровне при потере напряжения собственных нужд и отключении в связи с этим насосов системы регулирования обеспечиваются масляным *аккумулятором пружинно-грузового типа*, расположенным в машинном зале рядом с масляным баком.

Объем аккумулятора выбирается из условия обеспечения нормальной работы системы регулирования в течение промежутка времени большего, чем уставка сбавтывания защит на отключение блока при аварийном исчезновении напряжения собственных нужд электростанции.

При зарядке аккумулятора его поршень под действием напорного давления, развиваемого насосом системы регулирования, движется влево и через систему блоков поднимает груз. Процесс зарядки заканчивается, когда поршень достигнет левого упора.

В режиме питания от аккумулятора при падении давления в напорной линии ниже определенного уровня поршень под действием веса груза перемещается вправо и, вытесняя масло в напорный коллектор, поддерживает в нем давление на уровне, не вызывающем существенного изменения нагрузки турбины.

Характеристики маслоснабжения можно улучшить быстрым пуском резервного насоса в дополнение к работающему, при этом через 1—2 с можно получить удвоение подачи маслоснабжающей установки.

Для предотвращения попадания в машинный зал аэрозолей огнестойкого масла предусмотрена вытяжная вентиляция из бака, обеспечивающая разрежение во всех узлах регулирования, которое не должно превышать 0,4 кПа для того, чтобы количество вносимых с наружным воздухом механических примесей (угольной и цементной пыли и др.) было минимальным.

Трубопровод системы регулирования должен проходить гидравлическое испытание на плотность при увеличении рабочего давления в 2 раза. Для этого предусмотрена возможность последовательного включения рабочего и резервного насосов системы регулирования.

10.5. ЦЕНТРАЛИЗОВАННАЯ СИСТЕМА СМАЗКИ ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

Переход к автономным масляным насосам с электроприводом и удаление масляного бака от переднего подшипника турбины создали условия для организации независимой от системы регулирования *централизованной системы смазки турбоустановки*, которая обеспечивает маслом подшипники главной турбины, генератора, питательных насосов, гидромуфты питательных электронасосов. Одну из таких систем рассмотрим на примере энергоблока с турбиной К-800-240-3 ЛМЗ (рис. 10.7).

Для обеспечения слива масла из питательных насосов масляный бак *II* располагается на полу конденсационного помещения. Он состоит из трех отсеков: «грязного», промежуточного и «чистого». Масло из сливного коллектора *3* поступает в «грязный» отсек ниже уровня находящегося в нем масла. Перед промежуточным отсеком установлен дырчатый лист для равномерной раздачи масла по всему сечению отсека, в результате чего улучшается работа прямо-

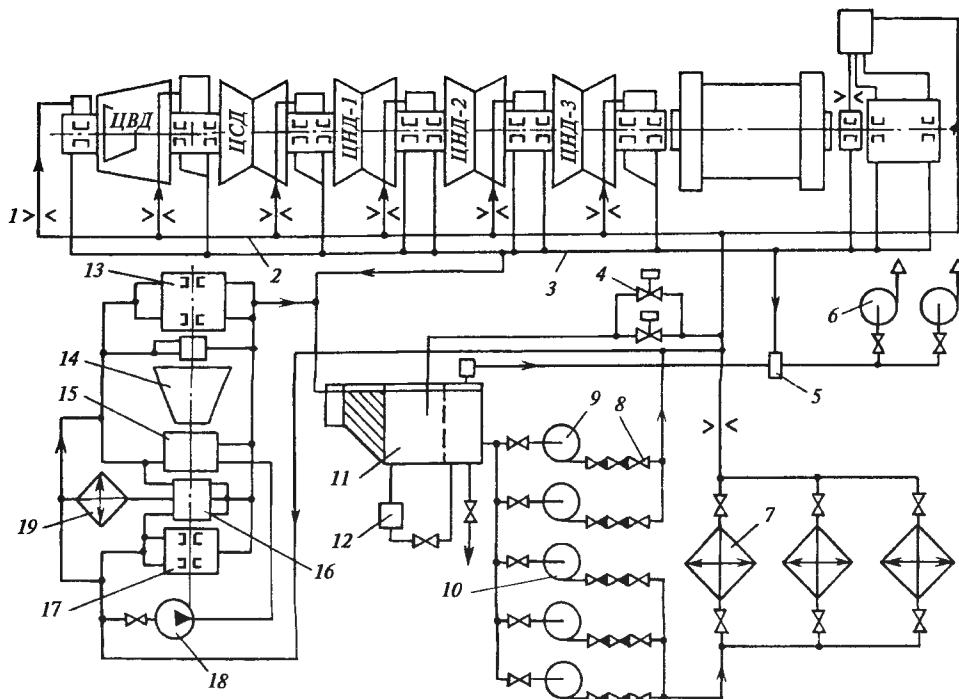


Рис. 10.7. Централизованная система смазки паротурбинной установки мощностью 800 МВт:

1 — дозирующая шайба; 2 — напорный коллектор; 3 — сливной коллектор; 4 — сливной клапан; 5 — маслоуловитель; 6 — эксгау-стер; 7 — маслоохладитель; 8 — обратный клапан; 9 — аварийный насос; 10 — основной насос; 11 — масляный бак; 12 — масло-очистительный агрегат; 13 — питательный насос; 14 — турбопривод; 15 — блок регулирования; 16 — редуктор; 17 — бустерный насос; 18 — вспомогательный электромасляный насос; 19 — дополнительный маслоохладитель

точного воздухоотделителя. После воздухоотделителя установлен двухрядный сетчатый фильтр. Для непрерывной более тонкой фильтрации на промежуточном отсеке бака размешен фильтр тонкой очистки, через который проходит часть масла.

К масляному баку подключены три основных насоса 10 с электроприводом переменного тока (один или два рабочих и резервный, работающих попеременно) и два аварийных насоса 9 с электроприводом постоянного тока. Насосы располагаются на стенках бака, что уменьшает сопротивление на всасывании, обеспечивает надежную работу насоса при более глубоком снижении уровня масла в баке и исключает скопление воздуха в резервном насосе. По сравнению с насосами погружного типа такая схема установки насосов дает возможность уменьшить объемы «чистого» отсека и бака в целом. Чтобы полностью исключить утечки масла через неработающие насосы, за каждым из них установлено по два обратных клапана 8.

Мощность каждого двигателя переменного тока (100 кВт) выбрана с двойным запасом, что обеспечивает работу насоса при падении напряжения собственных нужд до 70 % номинального и быстрый разворот (за 1 с) насоса, находящегося в резерве.

Масло из напорного коллектора основных насосов поступает в маслоохладители 7, из которых два постоянно работают, а третий находится в резерве.

Чтобы снизить нагрузку на аккумуляторные батареи, мощность приводных двигателей аварийных насосов выбрана значительно меньшей (37 кВт). Поэтому подача аварийного насоса составляет только 0,6—0,7 номинальной и они включены в обвод маслоохладителей. При включении в работу аварийного насоса и невозможности быстрого восстановления маслоснабжения с помощью электронасосов переменного тока турбина должна быть остановлена.

После маслоохладителей масло направляется на подшипники главного турбоагрегата, к узлам смазки турбопитательного насоса и через сливные клапаны 4 по линии рециркуляции обратно в маслобак.

В турбинах последних выпусков вместо сливных устанавливается редукционный клапан, автоматически поддерживающий постоянное давление «после себя» дросселированием всего расхода масла без слива его в бак, что улучшает работу бака. Для повышения надежности маслоснабжения часть масла дросселируется помимо клапана.

Масло к вкладышам подшипников подводится из напорного коллектора 2 через бачки, встроенные в крышки подшипников. Для коррекции расхода масла перед бачками устанавливаются дозирующие шайбы 1, диаметр которых выбирается таким, чтобы при работе с номинальной частотой вращения ротора давление в бачке составляло 40—70 кПа.

Через напорный коллектор также питаются маслом подшипники питательного насоса 13, его тур-

бопривода 14 с блоком регулирования 15, редуктора 16 и бустерного насоса 17. На линии подвода масла к зацеплению редуктора бустерного насоса установлены два дополнительных маслоохладителя 19 (на схеме показан один). При пуске турбопитательного насоса включается вспомогательный электромасляный насос 18.

Для вентиляции системы смазки предназначены два эксгаустера 6 (один из них резервный), подключенных через бачки-маслоуловители 5 к маслобаку и сливному коллектору. Маслоочистительный агрегат 12, в который входят центрифуга, пресс-фильтр, нагреватель и вакуумный аппарат, включается для периодической очистки грязного масла, скапливающегося в придонной части маслобака.

КОНСТРУКЦИИ ПАРОВЫХ ТУРБИН

11.1. УСТРОЙСТВО ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

В гл. 3 и 4 рассмотрено конструктивное выполнение элементов проточной части (рабочих лопаток, диафрагм, уплотнений), которая является наиболее важной составляющей турбины и определяет ее экономичность. Ниже описываются конструкции других элементов турбины, основы ее устройства в целом и примеры их конструктивного исполнения.

11.1.1. Валопровод турбины

Валопровод турбоагрегата — это совокупность облопаченных, соединенных между собой роторов последовательно расположенных цилиндров и генератора. Роторы цилиндров соединяются посредством муфт.

Конструкция роторов валопровода зависит от условий работы их цилиндров, главными из которых являются два: объемный расход пара, поки-

дающего цилиндр, и температура пара, поступающего в цилиндр.

Роторы ЦНД. Мощные конденсационные турбины имеют один или несколько двухпоточных ЦНД. Температура на входе в ЦНД (даже в турбинах с промежуточным перегревом пара) невысока и не вызывает ползучести. Вместе с тем объем пара, покидающего ЦНД, достаточно велик, поскольку давление в конденсаторе мало. Это привело к широкому распространению **сборных роторов** (рис. 11.1), диски и вал которых изготавливаются отдельно, а затем собираются в единое целое с помощью горячей посадки дисков на вал. Поэтому такие роторы часто называют роторами с насадными дисками.

Сборный ротор состоит из ступенчатого вала, на который насаживаются диски, втулки концевых уплотнений, а также втулки масляных уплотнений корпусов подшипников. На валу выполняются

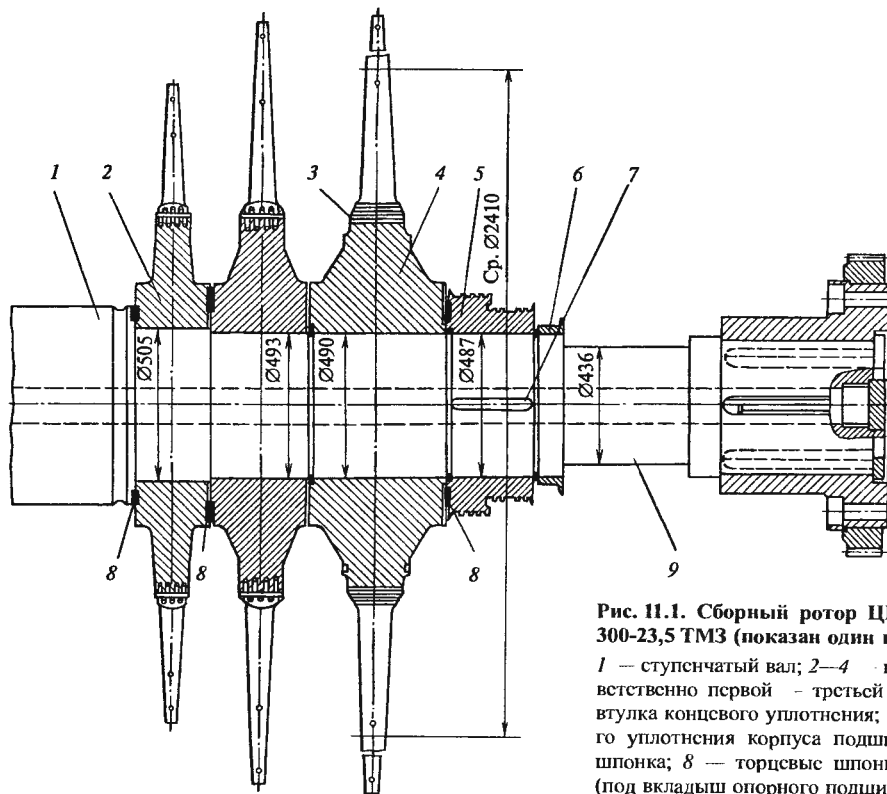


Рис. 11.1. Сборный ротор ЦНД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ (показан один из двух потоков):

1 — ступенчатый вал; 2—4 — насадные диски соответственно первой — третьей ступеней ЦНД; 5 — втулка концевого уплотнения; 6 — втулка масляного уплотнения корпуса подшипника; 7 — осяевая шпонка; 8 — торцевые шпонки; 9 — шпика вала (под вкладыш опорного подшипника скольжения)

шейки под вкладыши подшипников и концевые участки для насадки полумуфт.

Каждый диск обычно состоит из обода, в котором выполняют профильные пазы для размещения хвостовиков лопаток, полотна (профильной части) и ступицы, внутренняя поверхность расточки которой сопрягается с посадочной поверхностью вала. Полотно диска профилируют так, чтобы обеспечить прочность диска при максимально возможной частоте вращения. Из этих же соображений выбирают ширину ступицы.

Перед посадкой диска на вал размер его внутренней расточки несколько меньше, чем диаметр поверхности посадки вала. Разность радиусов вала и расточки дисков до посадки называется натягом. Обычно натяг составляет 0,4—0,5 мм. Перед насадкой диск разогревают для того, чтобы его внутренний диаметр стал больше диаметра вала. Вал ставят вертикально и надевают на него диск. После охлаждения диаметр расточки диска уменьшается, диск плотно садится на вал и в месте их сопряжения возникает контактное давление, препятствующее провороту диска на валу. *Передача крутящего момента с диска на вал осуществляется за счет контактного давления между ними.*

Контактное давление зависит от частоты вращения. Если ротор не вращается, то оно максимально. При увеличении частоты вращения диск расширяется в радиальном направлении сильнее, чем вал, и в результате при некоторой частоте вращения, называемой освобождающей, контактное давление исчезает и крутящий момент не может передаваться на вал через посадку. Поэтому *освобождающая частота вращения диска должна быть больше, чем любая возможная частота вращения.*

Чем больше натяг посадки, тем выше освобождающая частота вращения. Однако *натяг создает дополнительную напряженность в диске, и поэтому чрезмерный натяг вреден.* При проектировании натяг рассчитывают очень точно для того, чтобы обеспечить достаточный запас по освобождающей частоте вращения по отношению к рабочей, но не создать без необходимости излишние напряжения от посадки.

В условиях эксплуатации возможно временное ослабление посадки диска на валу, например при быстром увеличении температуры в проточной части, когда диск может прогреться быстрее вала. Для того чтобы гарантировать передачу крутящего момента в таких условиях, между диском и валом устанавливают осевые шпонки (рис. 11.2). Соседние диски насаживают на вал обязательно с осевым тепловым зазором (0,14—0,3 мм), не препятствующим их взаимному тепловому расширению и исключая изгиб ротора. На самом валу диски фиксируют в осевом направлении разъемными кольцами.

В углах шпоночного паза диска резко увеличиваются напряжения. При проявлении в них трещин может произойти хрупкое внезапное разрушение

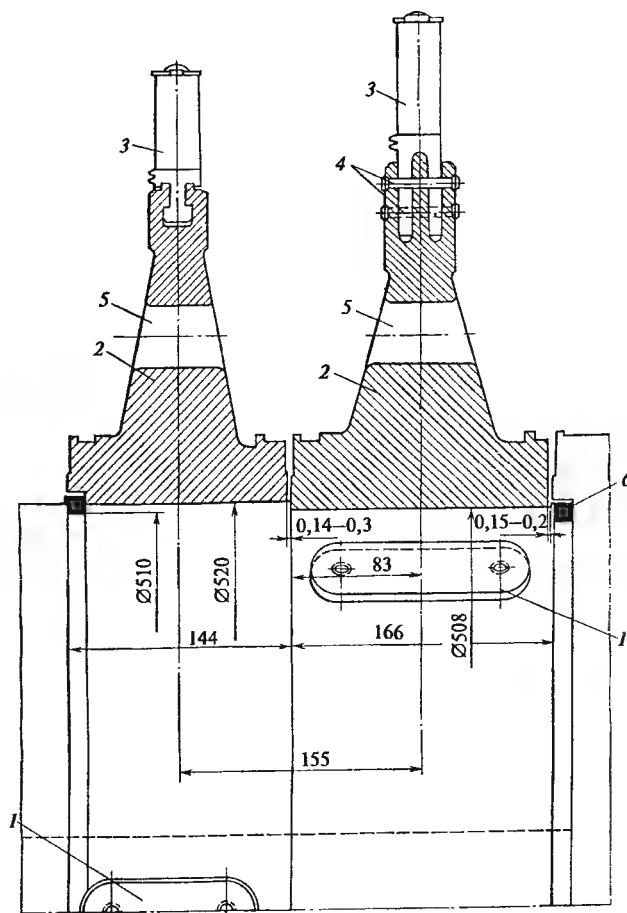


Рис. 11.2. Диски с осевыми призматическими шпонками:

1 — осевые шпонки; 2 — насадные диски; 3 — рабочие лопатки; 4 — штифты; 5 — разгрузочные отверстия; 6 — фиксирующие кольца, разъемные по диаметру

диска. Поэтому осевые шпонки устанавливают только под легкими дисками, напряжения в которых невелики даже с учетом осевых шпонок. Для нагруженных дисков, в частности для дисков последних ступеней, используют торцевые шпонки, устанавливаемые между торцевой поверхностью диска и легкой деталью, насаживаемой на вал (рис. 11.3). Диск 1 насаживается на вал 5 обычным образом. На правой торцевой поверхности с двух противоположных сторон выполнены шпоночные пазы 2. Во втулку 4 уплотнения с небольшим натягом запрессовываются шпонки 3, входящие в пазы на диске. Втулка 4 имеет малые размеры, возникающие в ней напряжения от центробежных сил невелики, поэтому ее можно насадить на вал с большим натягом и даже на осевой шпонке.

Из рис. 11.3 видно, как организована передача крутящего момента с дисков на вал с помощью торцевых шпонок в случае ослабления посадки. Крутящий момент со второго диска передается на первый, а с него — на среднюю часть вала. С диска третьей

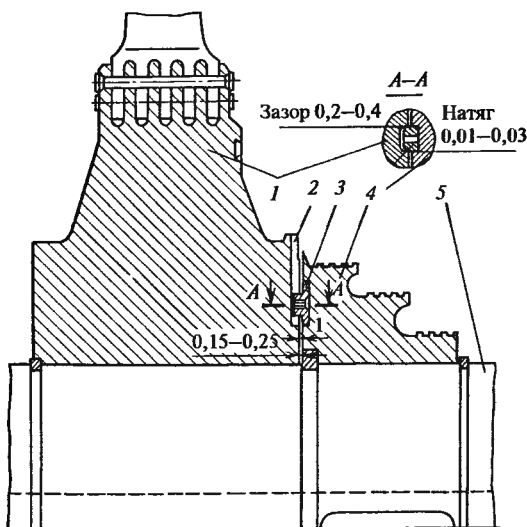


Рис. 11.3. Передача крутящего момента с диска на вал с помощью торцевой шпонки

ступени крутящий момент передается торцевыми шпонками на насадную втулку концевой уплотнения, а с него — на вал с помощью натяга (или через осевую шпонку при ослаблении насадки втулки).

На рис. 11.4 показан сборный ротор ЦНД некоторых турбин ХТЗ. Все диски насаживаются на вал без осевых шпонок. Первые диски связаны торцевыми шпонками, а крутящий момент от них передается на вал (в случае ослабления посадки) с помощью торцевых шпонок, установленных между торцевыми поверхностями выступа вала и первого диска. Крутящий момент с двух последних дисков передается на вал через торцевые шпонки, расположенные между ними и специальными шпоночными кольцами, насаженными на вал с натягом и на осевой шпонке.

Диск на валу в осевом направлении фиксируют с помощью буртика, до которого надвигается диск при горячей посадке, и кольца, устанавливаемого также в горячем состоянии в специальную расточку вала (см. рис. 11.3). Иногда такое фиксирующее кольцо делают разъемным. После установки двух половин кольца на него надвигается диск или втулка, соседствующая с рассматриваемым диском. Не-

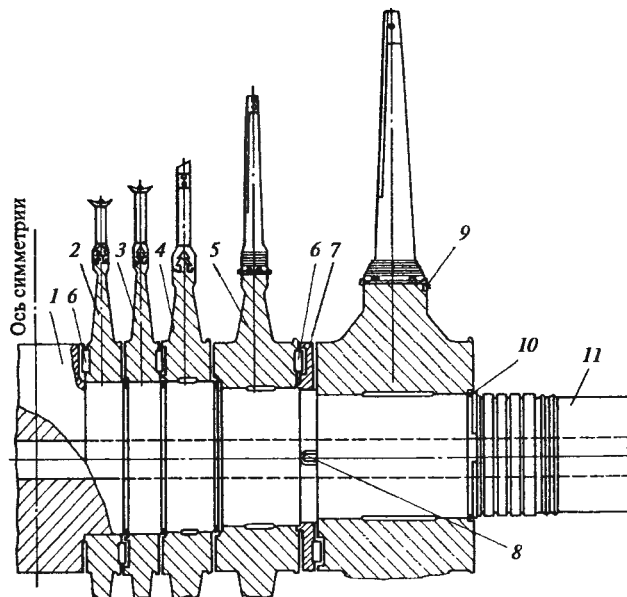


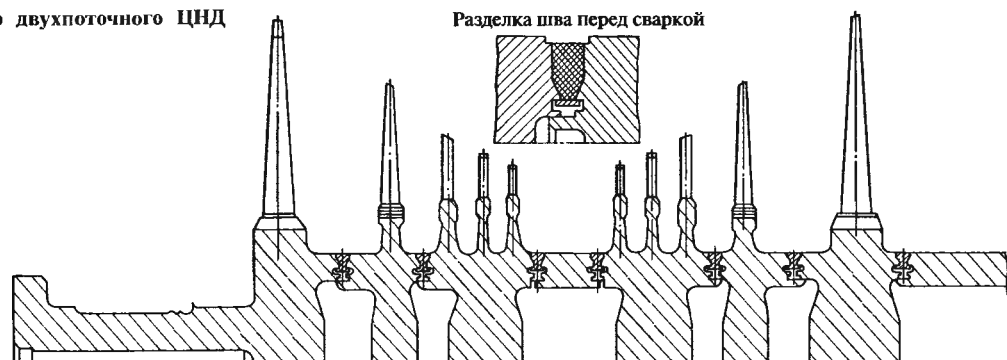
Рис. 11.4. Сборный ротор двухпоточного ЦНД турбины ХТЗ: 1 — выступ вала; 2 — 5 — диски первой — четвертой ступеней; 6 — торцевая шпонка; 7 — шпоночное кольцо; 8 — осевая шпонка; 9 — балансировочный груз; 10 — кольцо для осевой фиксации диска; 11 — шейка вала под вкладыш подшипника

смотря на фиксирующие кольца, диск должен иметь возможность свободно расширяться в осевом направлении, не вступая в контакт с соседними дисками, втулками или кольцами. Если такой контакт возникнет, то, поскольку он не может осуществляться по всей торцевой поверхности, произойдет прогиб вала и возникнет вибрация.

Основное достоинство сборных роторов состоит в том, что их можно выполнить очень больших размеров с высоким качеством дисков и вала. Основные недостатки сборных роторов связаны с высокой напряженностью насадных дисков, возможностью ослабления посадки и появления трещин из-за коррозии под напряжением в шпоночных пазах.

Сварной ротор (рис. 11.5) изготавливают из отдельных дисков и концевых частей, соединяемых кольцевыми сварочными швами по специальной

Рис. 11.5. Сварной ротор двухпоточного ЦНД турбины ХТЗ



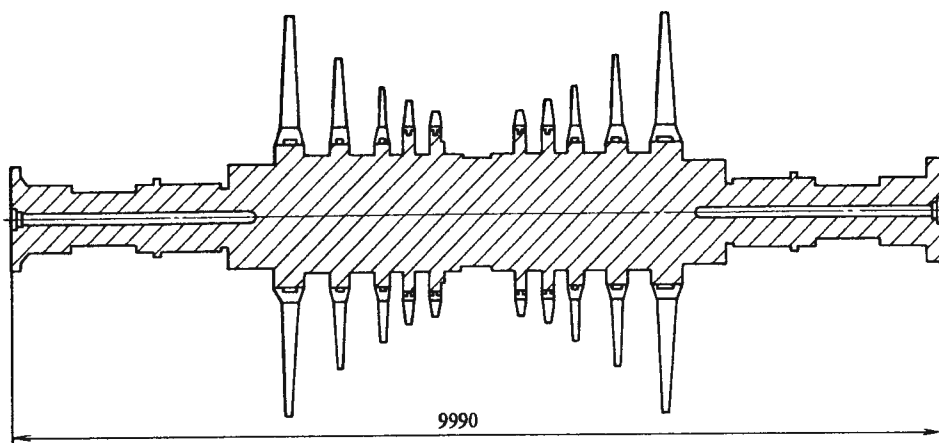


Рис. 11.6. Цельнокованный ротор для ЦНД турбины К-1000-5,9/50 ЛМЗ

технологии. Как и у сборного ротора, радиальные размеры сварного ротора не ограничиваются технологическими возможностями изготовления крупных поковок высокого качества.

Напряжения, вызванные вращением, в сварном роторе меньше, чем в сборном, так как в нем отсутствуют центральное отверстие (это снижает напряжения более чем в 2 раза) и посадка диска на вал. В свою очередь, эти два обстоятельства позволяют исключить у дисков ступицу, а профиль диска сделать таким, чтобы напряжения в нем мало изменялись по радиусу. Вместе с тем требования сварки и последующего отпуска не позволяют применить для сварных роторов высокопрочные стали.

Определенным недостатком сварного ротора является затрудненный контроль состояния его металла при капитальных ремонтах.

На ЛМЗ для ЦНД турбины К-1000-5,9/50 для работы с ВВЭР изготовлен цельнокованный ротор без центрального отверстия (рис. 11.6). Этот ротор выполнен из металла с высоким уровнем прочности, а его конструкция имеет многие преимущества сварного ротора, но не имеет сварных швов.

Цилиндры высокого, а в турбинах с промежуточным перегревом и среднего давления работают при высоких температурах, при которых интенсивно развивается релаксация напряжений — уменьшение напряжений в деталях за счет перехода части упругой деформации в необратимую деформацию ползучести. Например, контактное давление между диском и валом при высокой температуре со временем будет уменьшаться, освобождающая частота вращения падать, и в результате произойдет освобождение диска. Поэтому использование на-

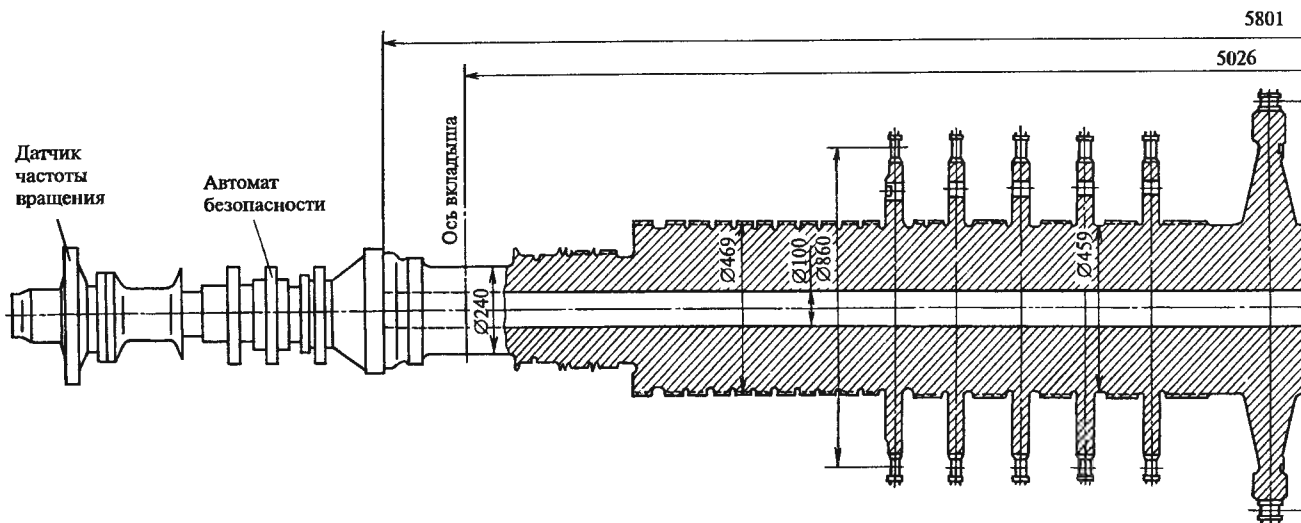


Рис. 11.7. Цельнокованный ротор ЦВД

садных деталей в зоне высоких температур, в частности сборных роторов, недопустимо.

Роторы ЦВД и ЦСД. Для ЦВД в основном используются **цельнокованные роторы** (рис. 11.7). Собственно ротор, состоящий из вала и дисков, изготавливается из одной поковки. На периферии дисков выполняют пазы для установки рабочих лопаток.

Цельнокованные роторы (как и валы для сборных роторов) почти всегда выполняют с центральным отверстием, поскольку при затвердевании слитка, начинающемся с периферии, именно в центральной зоне концентрируются вредные примеси и дефекты, которые необходимо удалять. Эти дефекты тем более опасны, что расположены они в зоне максимальных напряжений. Центральное отверстие, хотя и увеличивает напряжения, позволяет проверить его поверхность и устранить дефекты, которые могут быть в нем. Используется оно и для периодического контроля за появлением и ростом дефектов в процессе эксплуатации. После осмотра полости отверстия его еще раз тщательно очищают и закрывают пробками, исключая попадание в него воды, масла, а также посторонних предметов.

В тех случаях, когда на входе в цилиндр температура высокая, а объемный расход пара на выходе достаточно большой (например, в ЦСД), используют **комбинированный ротор**: его паровпускная часть выполняется цельнокованой, а выходная — с насадными дисками (рис. 11.8).

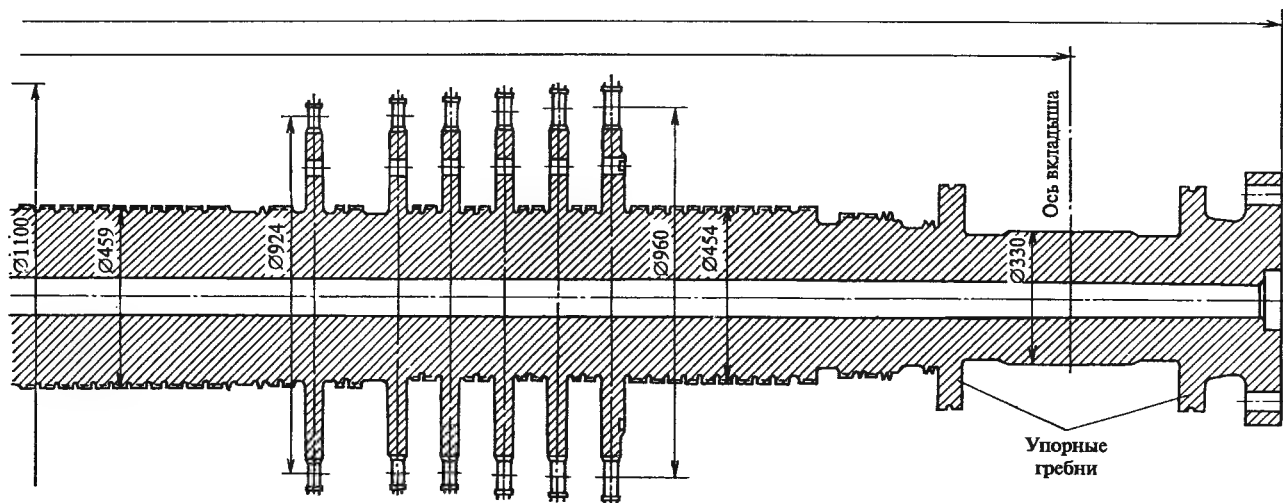
Соединительные муфты связывают отдельные роторы цилиндров турбины и генератора в единое целое — валопровод. Муфты передают крутящий мо-

мент с ротора на ротор и не должны разрушаться даже при его кратковременном повышении в 4—6 раз, например при коротком замыкании в генераторе.

Качество изготовления, сборки и центровки полумуфт в значительной степени определяет вибрационное состояние турбоагрегата. При соединении роторов с расцентровками или изломами естественной линии прогиба вала возникает интенсивная вибрация, делающая эксплуатацию турбоагрегата невозможной. В современных турбинах используют жесткие и полужесткие муфты.

Жесткие муфты для исключения вибрации требуют центровки очень высокого качества.

Пример простейшей жесткой муфты, чаще всего используемой для соединения роторов ЦВД и ЦСД, показан на рис. 11.9. Полумуфты 1 и 3 выполнены в виде фланцев заодно с валами соединяемых роторов. Центровка полумуфт обеспечивается с помощью кольцевого выступа, расположенного на одной полумуфте, и впадины, находящейся на другой. Перед подъемом краном любого из роторов их раздвигают с помощью отжимных винтов, ввинчиваемых в отверстия 4. Полумуфты стягиваются призонными болтами 2, устанавливаемыми в строго соосные тщательно обработанные отверстия в полумуфтах с зазором 0,001—0,025 мм. Болты затягивают равномерно, контролируя их удлинения. Крутящий момент в жестких муфтах передается за счет сил трения между торцами полумуфт, возникающих из-за сжатия призонными болтами. Для точной повторяемости сборки валопровода после рассоединения используются конические болты 5.



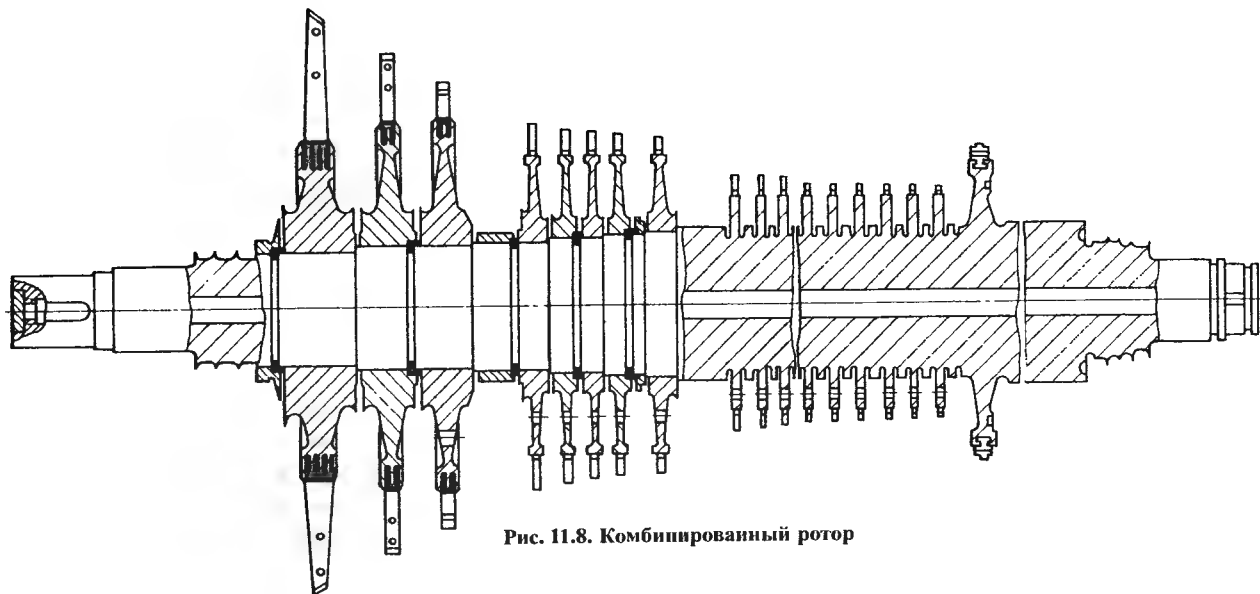


Рис. 11.8. Комбинированный ротор

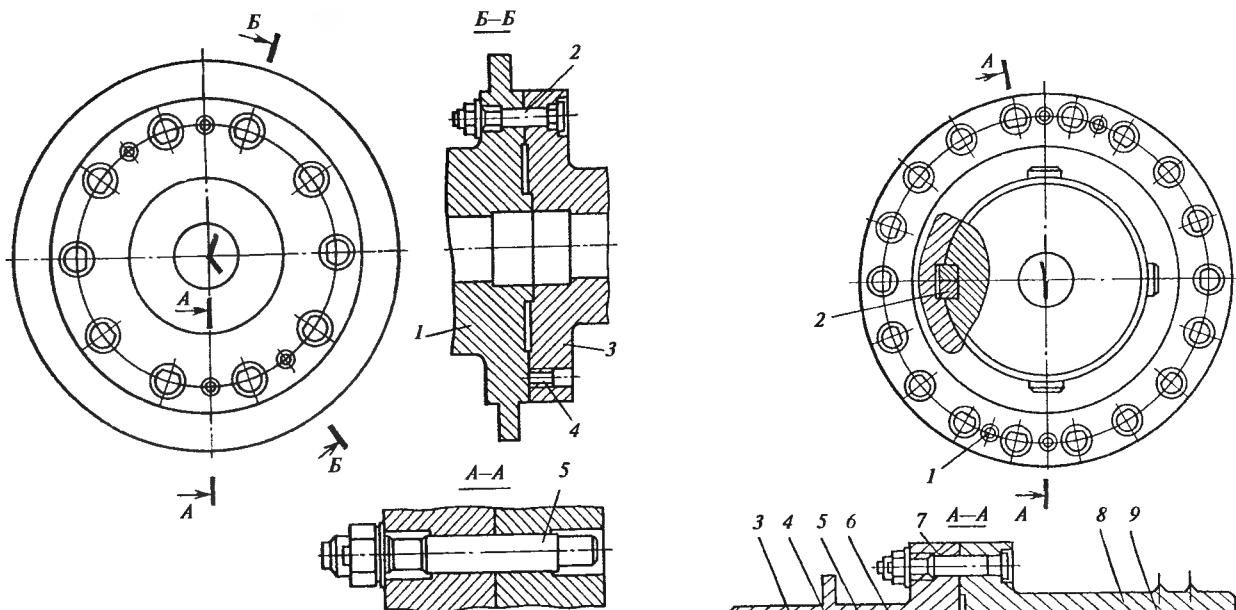


Рис. 11.9. Простейшая жесткая муфта

На рис. 11.10 показана конструкция жесткой муфты с насадными полумуфтами, служащей для передачи крутящего момента с ротора турбины на ротор генератора.

Концы валов турбины 6 и генератора 9, на которые насаживаются полумуфты 3 и 8, выполняют с небольшой конусностью (примерно 0,5 %), а их посадочные поверхности пригоняют друг к другу по

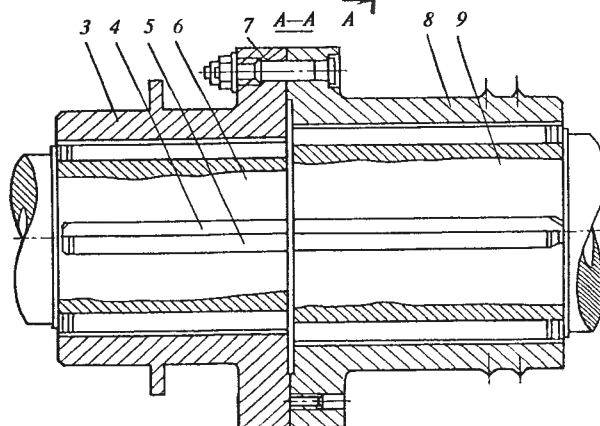


Рис. 11.10. Жесткая муфта

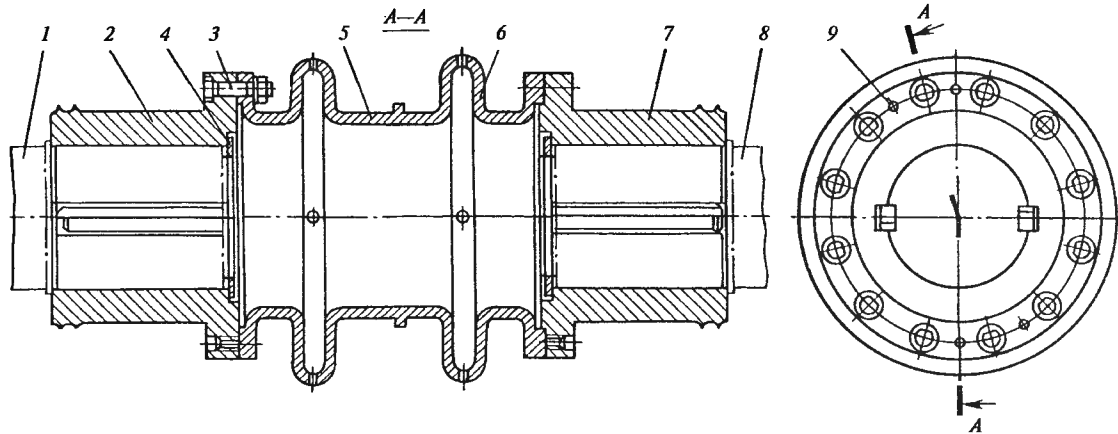


Рис. 11.11. Конструкция полужесткой муфты ЛМЗ:

1, 8 — соединяемые валы; 2, 7 — полумуфты; 3 — призонный болт; 4 — гайка; 5 — соединительный элемент; 6 — компенсатор; 9 — конический болт

краске на длине 80—90 % посадочного участка. Затем полумуфту нагревают в кипящей воде или ацетиленовой горелкой до 100—130 °С и насаживают на вал до упорного буртика, следя за точным совпадением шпоночных пазов в полумуфте и вале. Далее вставляют составные шпонки, состоящие из двух клинообразных частей: сначала закладывают длинную часть 4, а затем — короткую часть 5, закрепляемую с торца винтом. Передача крутящего момента осуществляется за счет сил трения, возникающих между торцами полумуфты, сжимаемыми призонными болтами 7. Повторяемость сборки обеспечивается двумя коническими штифтами 1.

Жесткие муфты просты и надежны в эксплуатации, но требуют очень тщательного изготовления и монтажа.

Полужесткие муфты, иногда называемые полугибкими, по предположению допускают небольшой излом осей соединяемых валов. Пример конструкции полужесткой муфты показан на рис. 11.11. Полумуфты насаживают на концы валов обычным способом, а между ними устанавливают соединительный элемент, имеющий один или несколько волнообразных компенсаторов. Взаимная фиксация полумуфт и соединительного элемента осуществляется коническими штифтами, а передача крутящего момента — за счет сил трения, создаваемых затяжкой призонных болтов.

11.1.2. Статор паровой турбины

Под статором турбины понимают неподвижные детали ее цилиндров: корпуса со встроенными в

них корпусами подшипников (если они не выносные), обоймы для крепления диафрагм и сегментов концевых уплотнений, сами диафрагмы и сегменты уплотнений.

Конструкция корпусов ЦВД зависит от начальных параметров пара и предполагаемых режимов эксплуатации. Для турбин на умеренные начальные параметры пара корпуса ЦВД выполняют одностенными. В такой конструкции на стенку корпуса действует разность давлений пара в турбине и атмосферного. В большинстве случаев одностенные корпуса используются и для ЦСД.

С повышением начальных параметров пара одностенная конструкция становится нерациональной, так как для обеспечения плотности фланцевое соединение приходится выполнять очень громоздким, а это затрудняет свободное тепловое расширение корпуса вслед за ротором при быстрых изменениях режима работы и увеличивает температурные напряжения во фланцах. В таких случаях корпус ЦВД выполняют двухстенным. В нем на каждую стенку действует только часть разности давлений. Это позволяет выполнить его с тонкими стенками и легкими фланцами. Кроме того, двухстенная конструкция позволяет локализовать во внутреннем корпусе зону высоких температур, а внешний корпус выполнить из более дешевых и технологичных материалов.

На рис. 11.12 показана конструкция одностенного корпуса ЦВД турбины с давлением пара на входе около 10 МПа.

Корпус состоит из нижней половины 2 и крышки 3, соединяемых фланцами 7, 9 и шпильками,

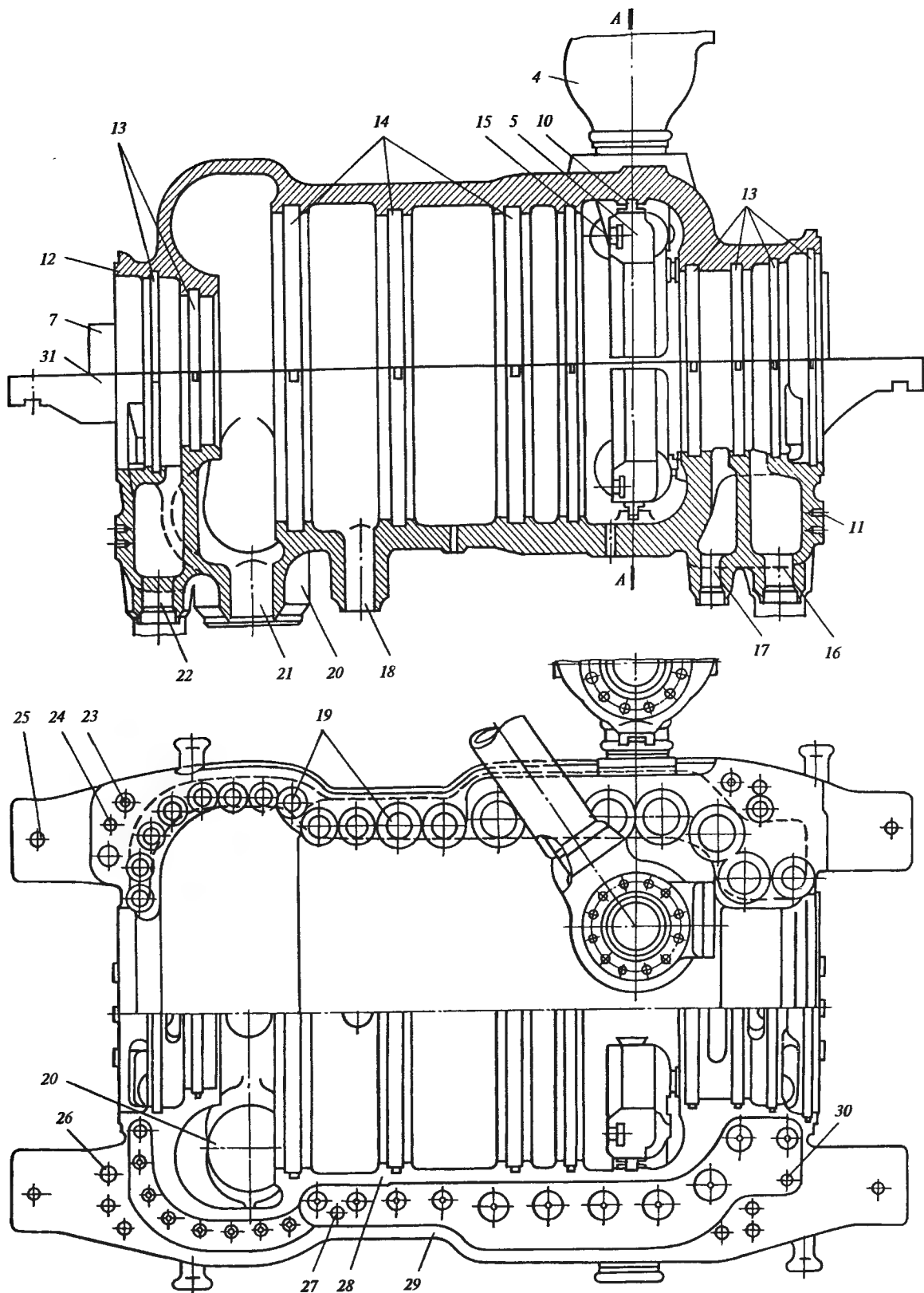


Рис. 11.12. Одностенный корпус ЦВД

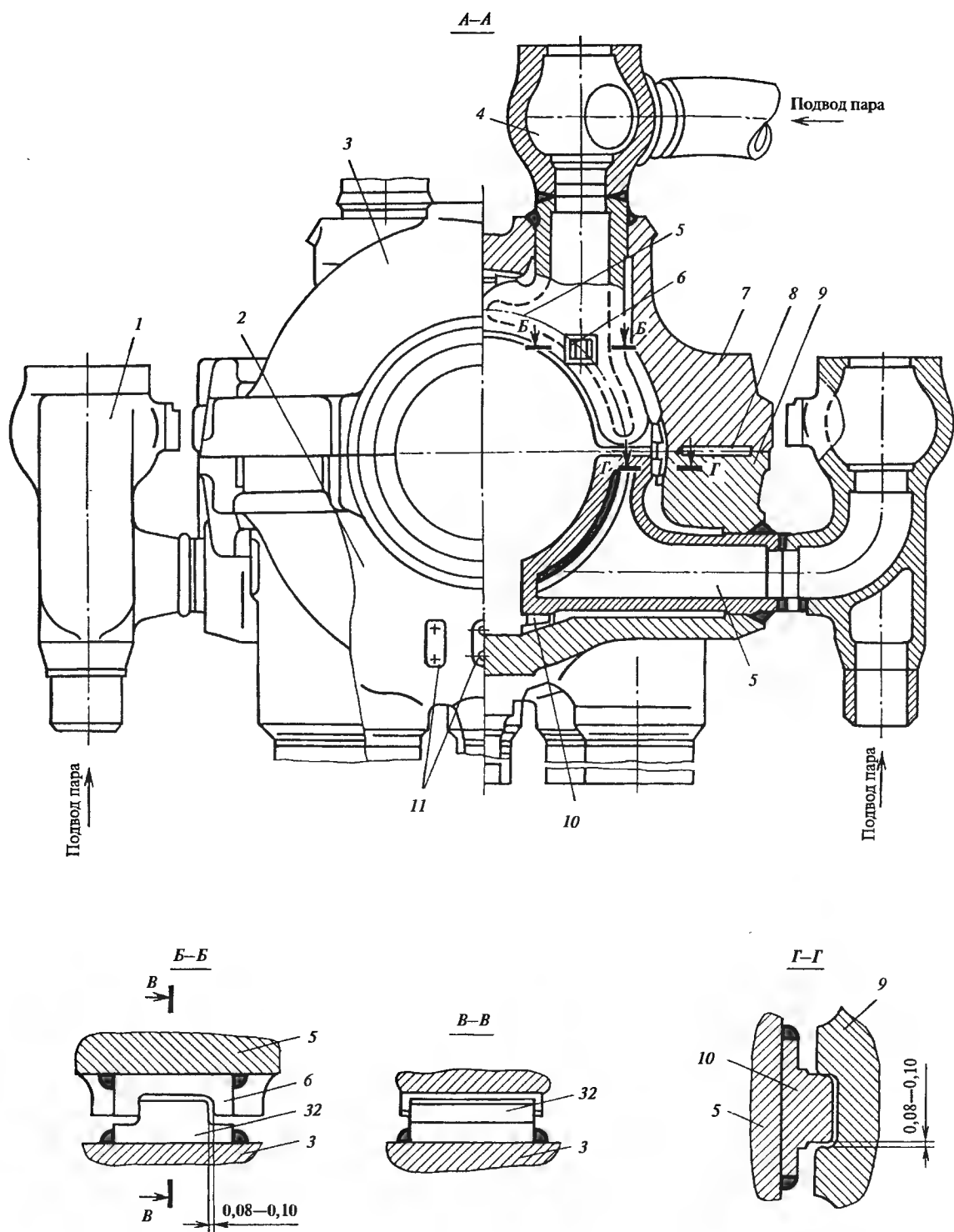


Рис. 11.12 (окончание)

ввинчиваемыми в нижнюю половину корпуса и проходящими через отверстия 19 в крышке (шпильки на рисунке не показаны). В крышку корпуса и его нижнюю половину вварены по две сопловые коробки 5, к штуцерам которых приварены корпуса 1 и 4 регулирующих клапанов. Пар из корпуса регулирующего клапана поступает в сопловую коробку, проходит через проточную часть турбины справа налево и выходит через два выходных патрубка 20, отлитых заодно с нижней половиной корпуса.

Сопловые коробки 5, приваренные к корпусу, имеют возможность свободно расширяться таким образом, чтобы, с одной стороны, не возникало усилий в сварочном шве, а с другой — опасности задеваний о них вращающихся частей. Для этого служит специальная система шпонок. Две шпонки 10 (см. сечение Г—Г) фиксируют положение сопловых коробок в плоскости А—А, допуская их перемещение только в ней и исключая осевые задевания сопловых коробок о вращающийся рядом диск регулирующей ступени. Шпонка 32, установленная в шпоночном пазу 6 (см. сечение Б—Б), направляет расширение сопловой коробки вдоль ее оси. Таким образом, сопловая коробка может свободно расширяться от пояса сварки вдоль штуцера, но только в плоскости ее установки.

Внутренняя поверхность корпуса имеет ряд расточек для установки статорных деталей. Расточки 14 служат для установки обойм, в которых размещаются диафрагмы, расточки 13 — для установки обойм сегментов концевых уплотнений (к торцевым поверхностям 12 крепятся дополнительные обоймы концевых уплотнений). В расточки 15 заводятся сегменты сопл регулирующей ступени.

Патрубок 18 и патрубок 21, расположенный между выходными патрубками 20, а также патрубки 16, 17 и 22 отсосов из уплотнений служат для отвода пара в систему регенеративного подогрева питательной воды.

При монтаже турбины нижняя половина корпуса продолжением своих фланцев — лапами 31 — укладывается на корпуса подшипников (см. ниже) и прицентровывается к ним. Для этого в лапах выполняются шпоночные пазы, а на торцевых поверхностях корпуса — площадки 11 для крепления вертикальных шпонок. После установки нижней половины корпуса во вкладыши опорных подшипников укладывают ротор. Затем опускают крышку. В отверстия 23 во фланце нижней половины перед

опусканием крышки устанавливают направляющие колонки, вдоль которых и опускают крышку. Это исключает опасность смятия тонких гребней в диафрагменных и концевых уплотнениях. Для полной повторяемости сборки при капитальных ремонтах в отверстия 26 устанавливают чистые контрольные болты.

Для шпилек или болтов большого диаметра (в корпусах ЦВД он может достигать 200 мм) используется тепловая затяжка, обеспечивающая легкость проведения этой операции и отсутствие надиров на поверхностях контакта. Перед затяжкой шпильку разогревают с помощью карборундового электронагревателя, вставляемого в осевое сверление шпильки, или подачи туда горячих продуктов сгорания. Контролируя температуру шпильки, можно добиться вполне определенного ее теплового удлинения, эквивалентного тем напряжениям растяжения, которые возникнут в шпильке после ее затяжки и сокращения в результате охлаждения.

Прилегание крышки к нижней половине должно быть настолько плотным, чтобы исключить пропаривание разъема. Поэтому разъем тщательно шабруют. Для уменьшения поверхности шабровки как при изготовлении турбины, так и при капитальных ремонтах, в период между которыми может происходить коробление корпуса, во фланцах выполняют обнизку 8 и шабровке подвергают только пояски 28 и 29.

Необходимость гарантированной плотности фланцевого разъема приводит к его большой ширине и массивности, что, как указывалось выше, снижает маневренность турбины. Для того чтобы обеспечить прогрев фланца с такой же скоростью, как и прогрев стенки корпуса, фланцы снабжают обогревом. В частности, для корпуса, показанного на рис. 11.12, его выполняют с помощью подачи горячего пара в короба из листовой стали, приваренные к внешней поверхности фланца (на рисунке не показаны).

Быстрый прогрев фланца в вертикальном направлении может привести к тому, что в холодной шпильке, и без того растянутой силой затяжки фланцев, возникнут дополнительные напряжения. Это может привести к появлению в шпильке пластических деформаций растяжения, и ее рабочая часть удлинится. Тогда при стационарном режиме, когда шпилька прогреется до той же температуры, что и фланец, и расширится, произойдет пропарива-

ние фланцевого разъема. Для того чтобы обеспечить прогрев шпильки в том же темпе, что и прогрев фланца, через отверстие 30 в обнизку подается горячий пар, обтекающий верхнюю часть шпилек. Сбрасывается пар через отверстие 27.

Контроль качества сборки на электростанции после установки турбины и присоединения паропроводов (после изготовления турбина проходит первую контрольную сборку на заводе) выполняется с помощью специальных динамометров, устанавливаемых в отверстия 25 в лапах корпуса.

Перед закрытием цилиндра поверхность фланцевого разъема для лучшей плотности смазывают графитом или специальной мастикой. При длительной работе мастика «схватывает» крышку и нижнюю часть корпуса, что затрудняет легкий подъем крышки во время капитального ремонта после разболчивания фланцевого соединения. Для первоначального отжатия крышки от нижней половины в отверстия 24 (рис. 11.12) крышки ввинчивают отжимные болты.

На рис. 11.13 показана конструкция двухстенного корпуса ЦВД турбины на сверхкритических параметрах пара. Пар к турбине поступает по гибким паропроводам 3 к четырем штуцерам 10 и из них — в четыре сопловые коробки 9.

Конструкция и способ установки сопловой коробки во внутреннем корпусе показаны на рис. 11.14. Штуцер сопловой коробки цилиндрической формы вваривается в воротники внутреннего корпуса. От сварочного пояса сопловая коробка расширяется вдоль окружных и осевой шпонок, устанавливаемых на корпусе турбины. К сопловой коробке крепятся направляющие шпонки.

После сопл регулирующей ступени, установленных в расточках сопловых коробок, пар проходит проточную часть, расположенную во внутреннем корпусе 11 (вернемся к рис. 11.13). Затем он поворачивается на 180° и движется сначала в межкорпусном пространстве между внутренним 11 и внешним 12 корпусами, а потом через проточную часть, установленную во внешнем корпусе 12. Пар из цилиндра выходит через два патрубка 5. Таким образом, в корпусе реализуется противоточная схема движения пара.

Сборка такого цилиндра осуществляется следующим образом (см. рис. 11.13).

С помощью лап 1 внешний корпус устанавливается на приливы подшипников и прицентровывается

к корпусам подшипников вертикальными шпонками 2, расположенными в вертикальной плоскости симметрии цилиндра. В нижней половине 17 внешнего корпуса выполнены четыре выборки 19, а на фланце нижней половины 18 внутреннего корпуса — лапки 7, с помощью которых он свободно подвешивается во внешнем корпусе. При этом штуцера нижних сопловых коробок 9 свободно надеваются на штуцера 10.

Поскольку и через внутренний, и через внешний корпус проходит один и тот же ротор, ясно, что внутренний корпус должен быть прицентрирован к внешнему, т.е. их оси должны совпадать. Для этого нижняя половина внутреннего корпуса подвешивается в нижней половине внешнего корпуса таким образом, чтобы плоскости разъема этих корпусов совпадали. Для этого и используются опорные лапки 7. В вертикальной плоскости обеих половин внутреннего цилиндра устанавливаются две продольные шпонки 6. Таким образом, *подвеска внутреннего корпуса на уровне разъема и продольные шпонки обеспечивают центровку внутреннего корпуса во внешнем.*

Если не принять дополнительные меры, то при сохранении центровки внутренний корпус сможет перемещаться во внешнем в меру податливости штуцеров 10. При этом будет возникать опасность их выламывания в месте сварки. Поэтому строго на оси паровпуска между корпусами устанавливают по две (на каждой половине) вертикальные шпонки 8. Пересечение трех плоскостей — горизонтальной плоскости подвески внутреннего корпуса во внешнем, вертикальной плоскости симметрии и поперечной плоскости паровпуска — образует фикс-пункт — точку 20, от которой происходит свободное расширение внутреннего корпуса во внешнем при сохранении центровки.

Вернемся к сборке цилиндра. После центровки нижней половины внутреннего корпуса во внешнем и нижних половин обойм (не показанных на рисунке) во внешнем корпусе устанавливают ротор турбины и закрывают внутренний цилиндр крышкой 11 (см. рис. 11.13), а обоймы — верхними половинами. Фланцевый разъем затягивается шпильками 15. Затем опускают крышку внешнего корпуса 12 с паропроводящими трубами 3, которая своими верхними штуцерами 10 входит в расточки сопловых коробок 9, и затягивают шпильками 14 фланцевый разъем внешнего корпуса. Патрубок 4 используют для отбо-

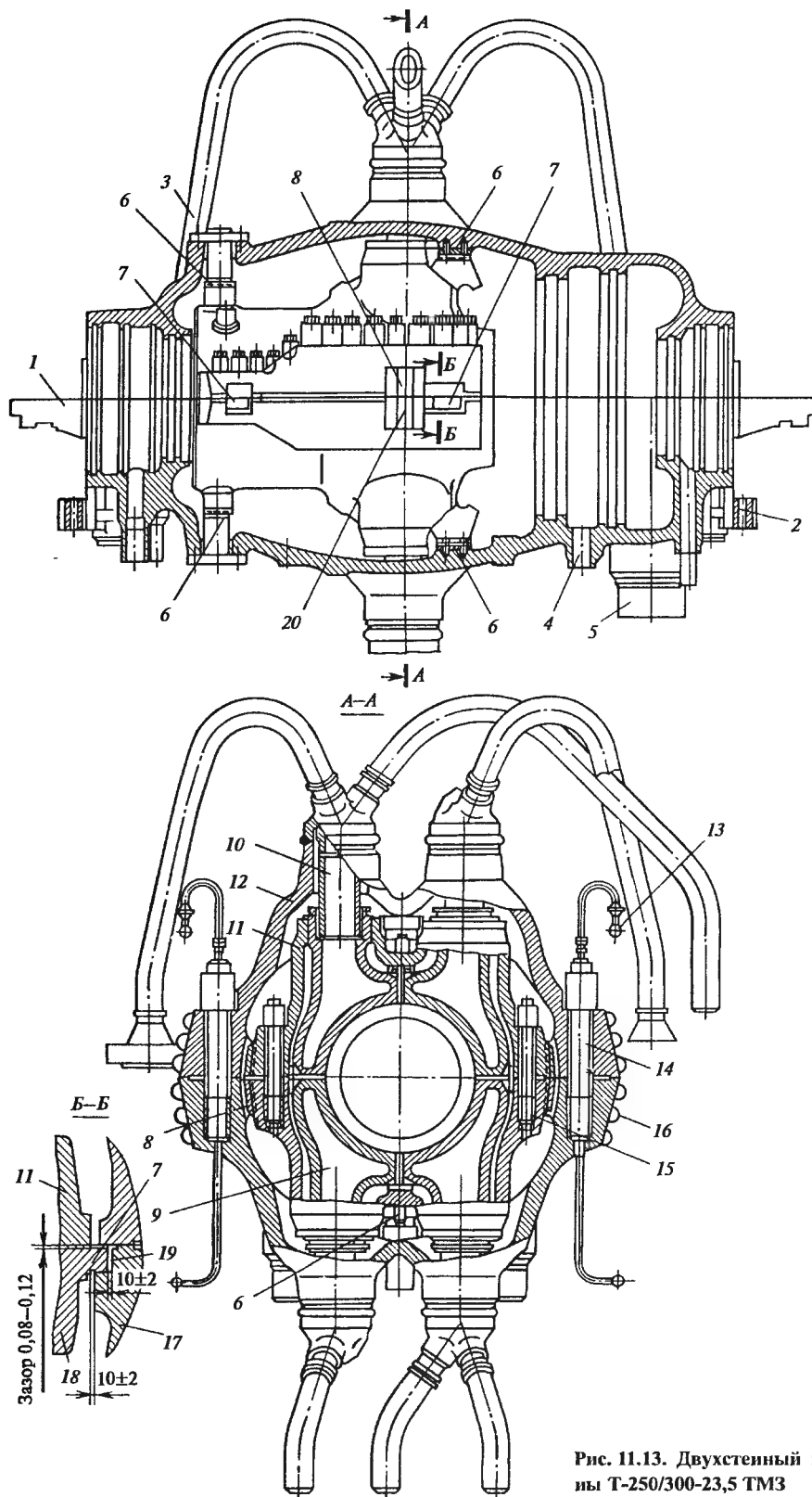


Рис. 11.13. Двухстенный корпус ЦВД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

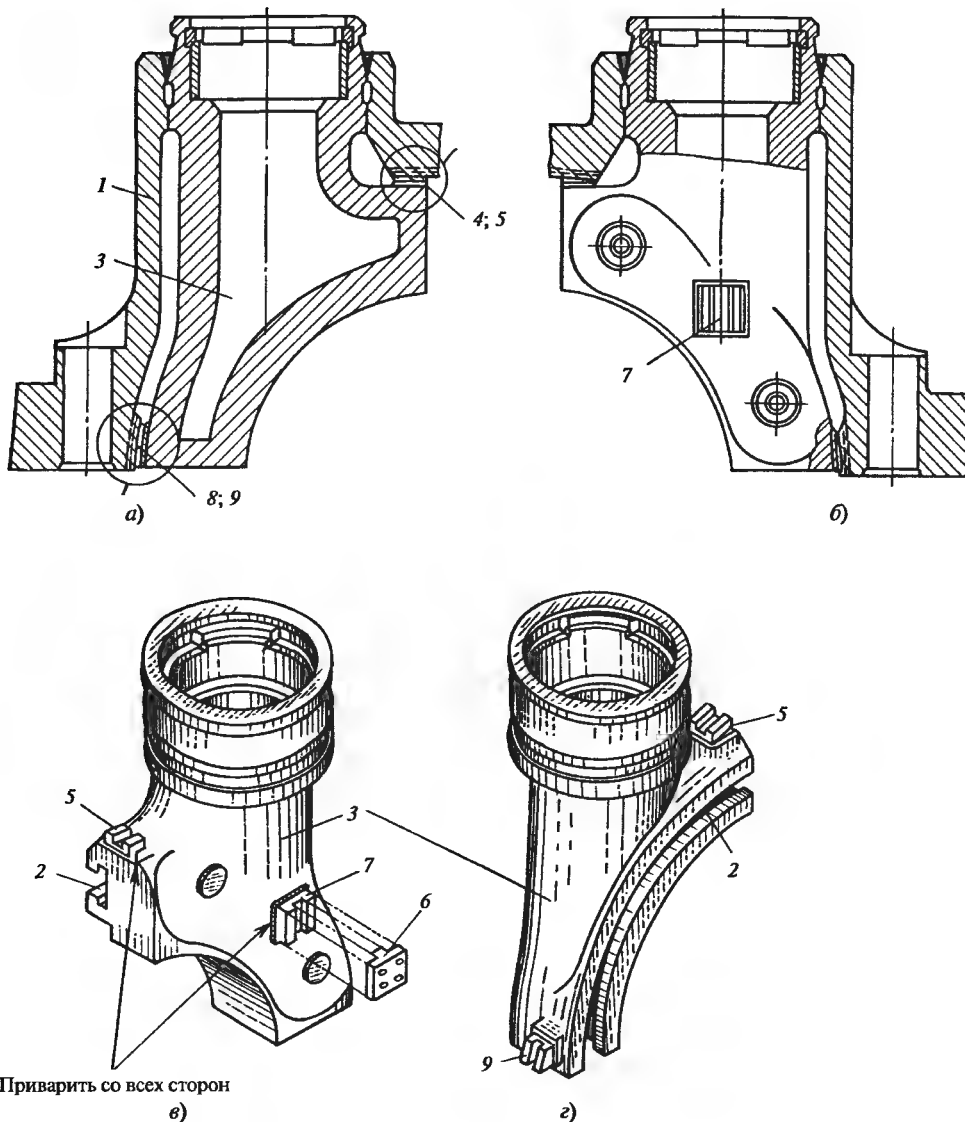


Рис. 11.14. Установка сопловых коробок во внутреннем корпусе двухстенного ЦВД:

а — разрез по оси паровпускной части перпендикулярно оси турбины; *б* — вид на направляющую осевой шпонки сопловой коробки; *в* — вид с тыльной стороны сопловой коробки (виден Т-образный паз для установки сопловых сегментов); *г* — вид со стороны сопловых сегментов; 1 — верхняя половина корпуса внутреннего цилиндра; 2 — паз для установки сопловых сегментов; 3 — сопловая коробка; 4 — верхняя окружная шпонка; 5 — направляющая окружной шпонки; 6 — осевая шпонка сопловой коробки; 7 — направляющая осевой шпонки; 8 — боковая окружная шпонка; 9 — направляющая окружной шпонки

ра пара. Внешний корпус имеет короба 16 для обогрева фланцев и коллектор 13 для обогрева шпилек.

На рис. 11.15 показана часть внешнего корпуса с установленным в нем внутренним корпусом. В отличие от конструкции двухстенного корпуса, показанного на рис. 11.13, совпадение вертикальных плоскостей корпусов обеспечивается продольными шпонками, входящими в направляющие пазы 7, и вертикальными шпонками 5.

На рис. 11.16 показаны детали подвески внутреннего корпуса во внешнем в зоне паровпускной части турбины.

На рис. 11.17 показана конструкция паровпуска ЦВД с двухстенным корпусом. На паровпускном штуцере выполнены проточки, на которые надеты разрезные уплотнительные кольца. Сам штуцер приваривается к внешнему корпусу. В расточку сопловой коробки, приваренной к внутреннему корпусу,

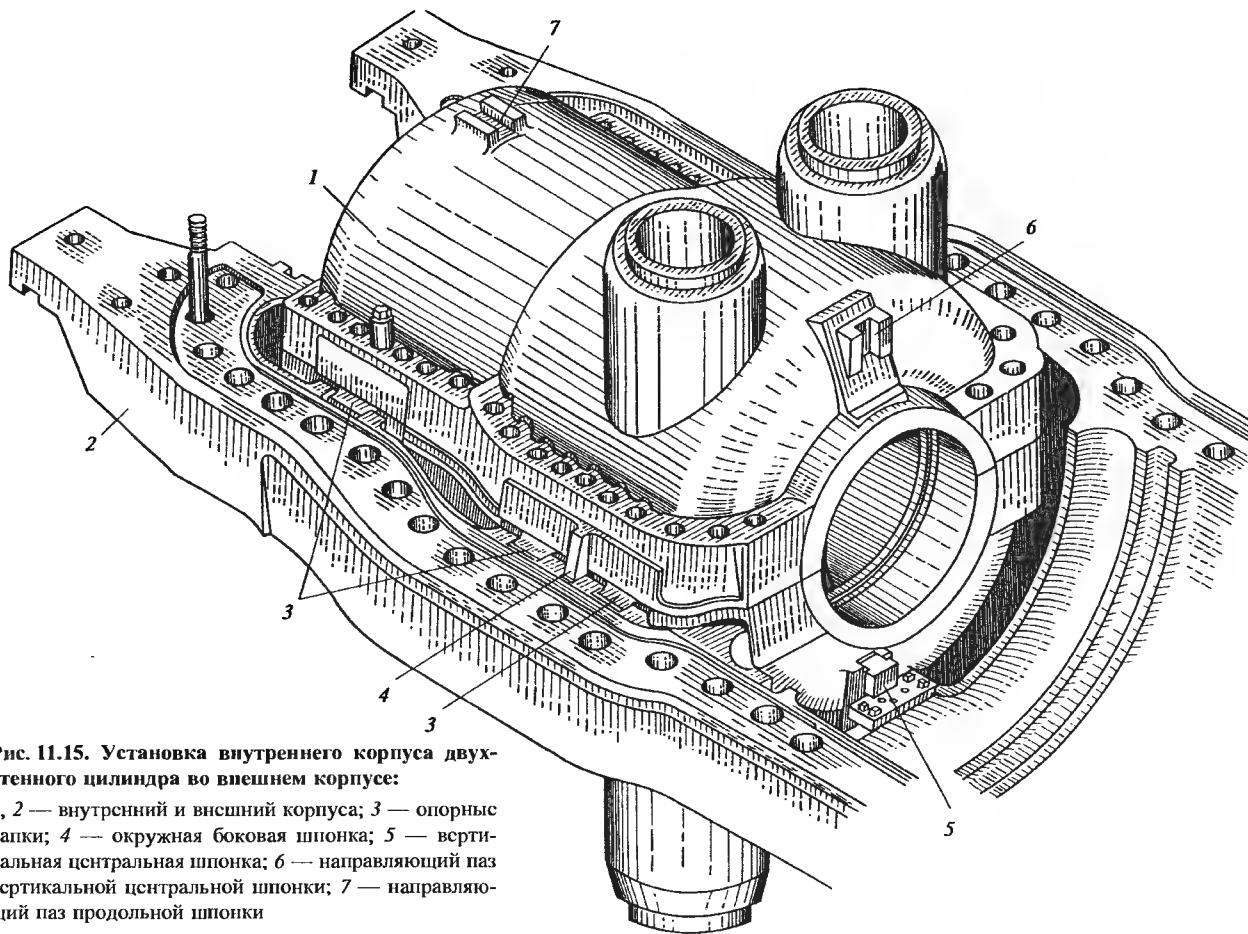


Рис. 11.15. Установка внутреннего корпуса двухстенного цилиндра во внешнем корпусе:

1, 2 — внутренний и внешний корпуса; 3 — опорные лапки; 4 — окружающая боковая шпонка; 5 — вертикальная центральная шпонка; 6 — направляющий паз вертикальной центральной шпонки; 7 — направляющий паз продольной шпонки

с натягом устанавливают закаленную втулку и закрепляют ее специальным стопорным сегментом. За счет разреза и упругости уплотнительные кольца, диаметр которых в свободном состоянии несколько больше внутреннего диаметра втулки, могут сжиматься. В результате они входят во втулку, образуя с ней плотное, но подвижное соединение, не мешающее свободному взаимному вертикальному перемещению внутреннего и внешнего корпусов.

Конструкция корпусов ЦНД определяется большими габаритами, вызванными большими объемными пропусками пара. Большие габаритные размеры делают литую конструкцию ЦНД нерациональной: литой корпус имел бы слишком большую массу. Поэтому корпуса ЦНД турбин выполняют из листовой стали сварными. Хотя перепад давлений на корпус ЦНД невелик, его большие размеры обуславливают действие на него больших сил от атмосферного давления. Поэтому корпус

имеет большое число ребер и подкосов, делающих его достаточно жестким.

Для возможности установки ротора корпус ЦНД выполняют с горизонтальным разъемом. Но, как правило, он имеет и несколько технологических вертикальных разъемов: после изготовления отдельных частей корпуса их соединяют по вертикальным разрезам на турбинном заводе и в дальнейшем вскрывают только горизонтальный разъем.

Корпуса ЦНД выполняют двух типов: одностенными и двухстенными.

Пример конструкции **одностенного корпуса**, часто называемого корпусом с внешней облоймой, показан на рис. 11.18. Корпус состоит из сварной (иногда ее выполняют литой) средней части — облоймы 9, к которой двумя технологическими разрезами присоединены два выходных патрубка 8 с вваренными в них нижними половинами корпу-

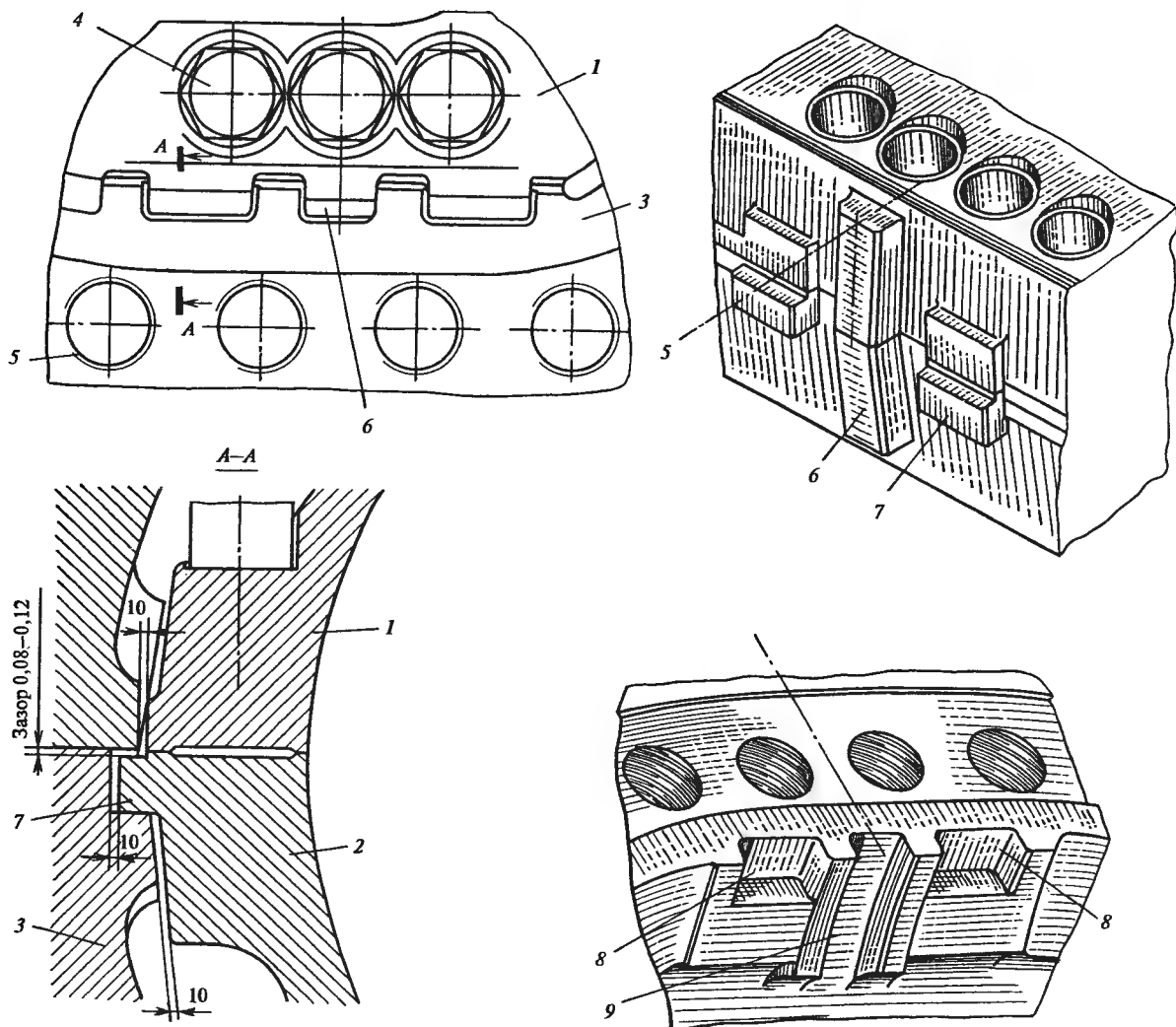


Рис. 11.16. Детали подвески внутреннего корпуса двухстенного ЦВД во внешнем корпусе:

1, 2 — верхняя и нижняя половины внутреннего корпуса; 3 — нижняя половина внешнего корпуса; 4 — гайка скрепляющей шпильки внутреннего корпуса ЦВД; 5 — резьба под шпильки нижней половины внешнего корпуса; 6 — окружающие шпонки; 7 — опорные лапки; 8 — выборки под опорные лапки; 9 — направляющие окружающие шпонок

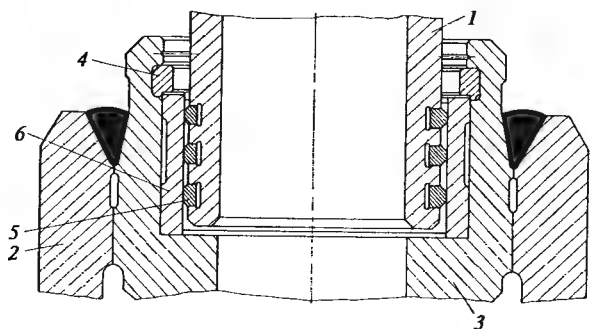


Рис. 11.17. Конструкция паровпускной части двухстенного ЦВД:

1 — паровпускной штуцер, приваренный к внешнему корпусу; 2 — внутренний корпус; 3 — соплная коробка; 4 — стопорный сегмент; 5 — уплотнительное (поршневое) кольцо; 6 — втулка

сов подшипников. Такие подшипники называются встроеными.

Пар в цилиндр поступает через входные патрубки 16. Диафрагмы проточной части установлены в расточках 10 обоймы. На крышке корпуса расположены атмосферные клапаны 11, открывающие выход пара из цилиндра при давлении в нем выше атмосферного.

Нижняя часть 4 корпуса подшипника, вваренная в нижнюю часть корпуса цилиндра, закрывается крышкой 6 (после установки ротора и крышки корпуса турбины). Корпус подшипника имеет расточки 5 под вкладыши опорных подшипников, на которые опираются шейки роторов двух соседних цилиндров.

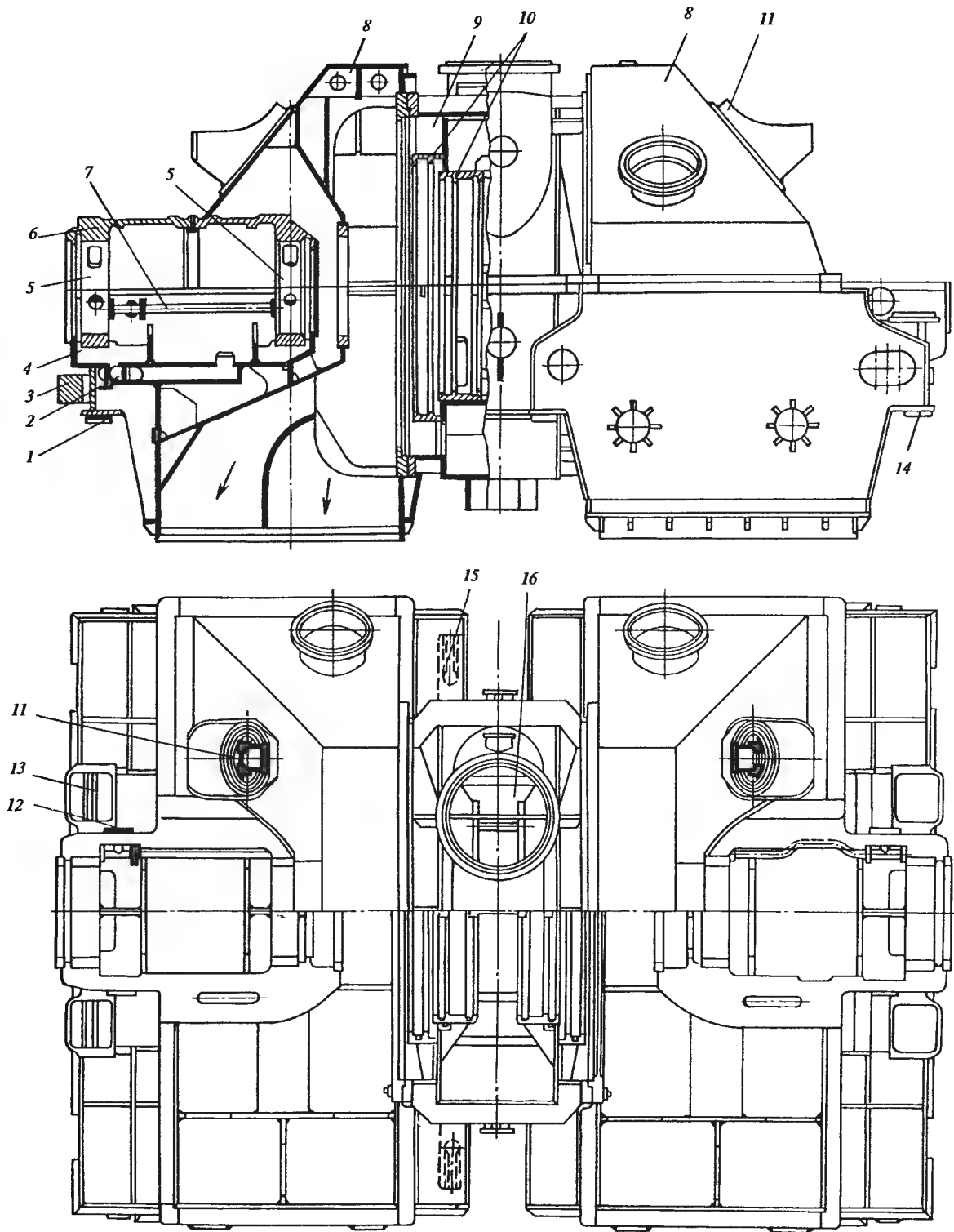


Рис. 11.18. Конструкция одностенного корпуса ЦНД

ров. Масло для смазки подшипников подается к вкладышам через фланцевое соединение 12 по маслосопроводу 7. Слив его из корпуса выполняется из полости 2. В пространстве корпуса подшипника между расточками 5 размещается муфта.

Корпус ЦНД опирается на фундамент с помощью опорного пояса и расширяется по его плоскости от фиксункта — неподвижной точки, образованной пересечением осей продольных шпонок 1 и 14 и поперечных шпонок 15, установленных между опорным поясом и фундаментными рамами. Нижняя часть корпуса подшипника 4 имеет боковые приливы, на которых располагаются поперечные шпонки 13. На них своими пазами устанавливаются лапы соседнего корпуса ЦСД. Совмещение вертикальных плоскостей ЦСД и ЦНД осуществляется с помощью вертикальной шпонки 3.

Рассмотренная конструкция одностенного корпуса ЦНД имеет ряд недостатков. В ней обойма и выходные патрубки представляют собой единое целое, поэтому деформация каждой из частей сказывается на деформации остальных. Атмосферное давление,

действующее на большую поверхность выходных патрубков, передается и на обойму. Сама обойма имеет температуру 200—240 °С, а жестко присоединенные к ней патрубки — температуру 20—30 °С. Поскольку осевые и радиальные перемещения этих элементов должны быть согласованы (ведь конструкция представляет собой единое целое), в них возникают дополнительные напряжения и коробления. Под действием веса воды в конденсаторах деформируются выходные части ЦНД, а вместе с ними — и обойма. В свою очередь, при деформации обоймы могут произойти защемления диафрагм и задевания вращающихся деталей о неподвижные.

Поэтому во многих ЦНД используют двухстенный корпус, или корпус с внутренней обоймой (внутренним корпусом). Обойма свободно устанавливается во внешнем корпусе, деформации которого практически не передаются на обойму.

На рис. 11.19 показана конструкция двухстенного корпуса ЦНД. Внешний его корпус сварной. Он состоит из двух выходных и средней частей, соединенных технологическими фланцами. Горизонталь-

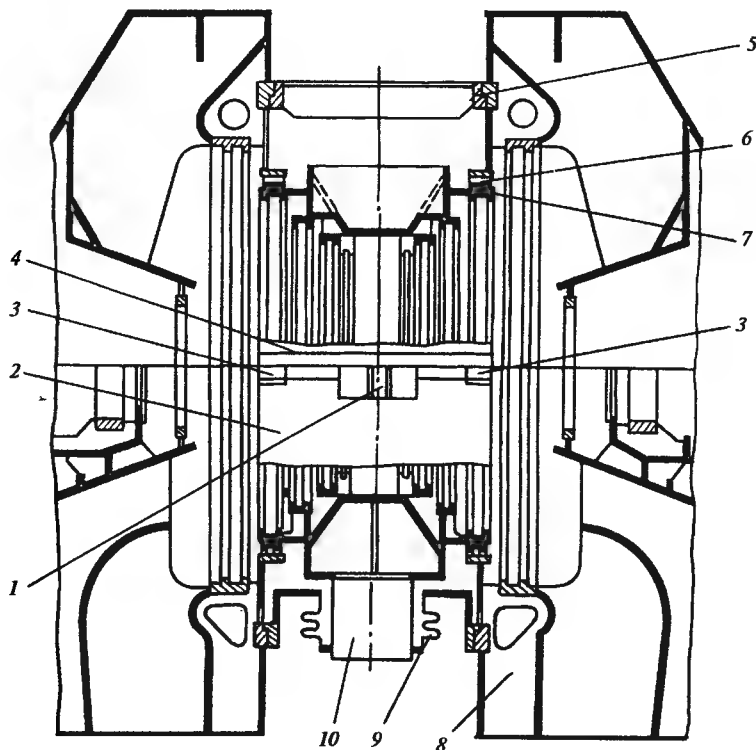


Рис. 11.19. Конструктивная схема двухстенного корпуса ЦНД:

1 — вертикальная шпонка; 2 — нижняя часть обоймы; 3 — лапки для подвески обоймы; 4 — крышка обоймы; 5 — фланец; 6 — продольная шпонка; 7 — обойма; 8, 10 — патрубки отборов пара; 9 — компенсатор

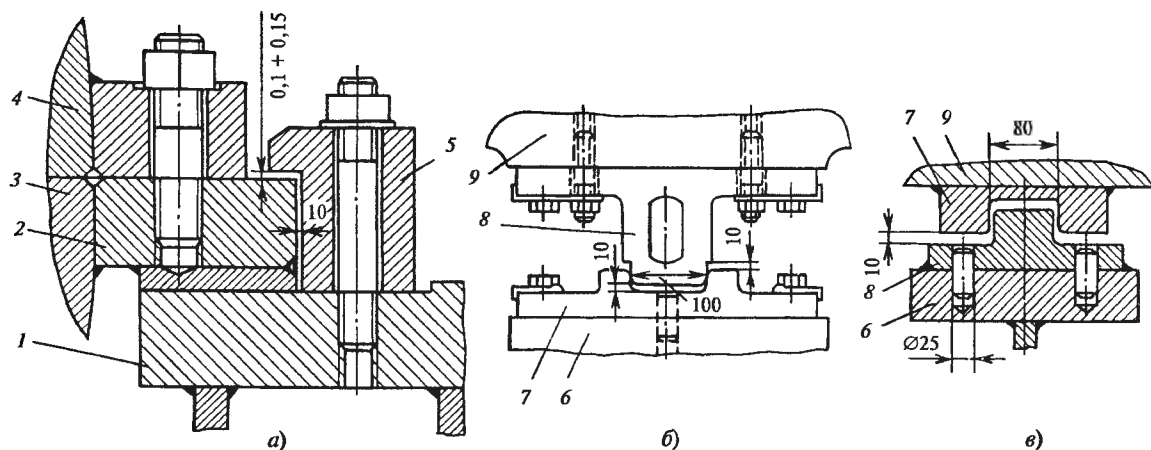


Рис. 11.20. Детали установки обоймы в корпусе ЦНД:

а — подвеска обоймы; *б* — вертикальная шпонка; *в* — продольная шпонка; 1 — кронштейн для подвески; 2 — лапка; 3, 4 — нижняя половина и крышка обоймы; 5 — прижимная скоба; 6 — внешний корпус; 7 — шпоночный паз; 8 — шпонка; 9 — обойма

ный разъем внешнего корпуса тщательно уплотняется для того, чтобы исключить присосы атмосферного воздуха в конденсатор.

Обойма устанавливается во внешнем корпусе следующим образом. Фланец нижней части обоймы имеет четыре лапки (рис. 11.20), с помощью которых он подвешивается во внешнем корпусе на уровне горизонтального разреза. Для исключения проворота за счет реактивных усилий, действующих на диафрагмы, обойма дополнительно удерживается скобами, которые, однако, не препятствуют ее свободному поперечному тепловому расширению.

Для фиксации общей поперечной плоскости корпусов в их нижней части устанавливают две вертикальные шпонки (см. рис. 11.19 и 11.20). Совпадение вертикальных плоскостей обеспечивается четырьмя продольными шпонками. Фиксирпункт внутреннего корпуса по отношению к внешнему располагается на пересечении вертикальной, поперечной и горизонтальной плоскостей подвески.

Впуск пара в ЦНД осуществляется по двум ресиверным трубам, расположенным по сторонам турбины, в нижнюю половину цилиндра. Паровпуск между внешним и внутренним корпусами имеет компенсатор взаимных расширений.

Диафрагмы турбин устанавливают либо непосредственно в корпусе турбин, либо в обоймах, объединяющих несколько диафрагм. Установка

обойм в кольцевые расточки в корпусе турбины показана на рис. 11.21.

Обойменная конструкция цилиндра имеет ряд преимуществ. Большое кольцевое пространство между гребнями соседних обойм часто служит для отбора пара. При отсутствии обойм возникает необходимость в создании камеры отбора, поскольку близкое размещение ступеней к патрубку отбора вызывает окружную неравномерность потока между ступенями и приводит к вибрации и усталости рабочих лопаток. Создание камеры отбора при безобойменной конструкции повлечет, с одной стороны, увеличение длины турбины, а с другой — снижение экономичности из-за потерь с выходной скоростью в ступени, расположенной перед отбором. Установка обойм упрощает сборку и монтаж турбины, поэтому они часто используются и в цилиндрах, где отборы отсутствуют. Обоймы оказывают экранирующее действие по отношению к корпусу турбины. Быстрые изменения температуры в проточной части турбины, возникающие при резких изменениях режима, не передаются столь быстро на внутреннюю поверхность корпуса, что повышает маневренность турбины.

Установка обойм имеет и недостатки. Диаметр корпуса турбины увеличивается, а так как сила, отрывающая его фланцы друг от друга, пропорциональна диаметру, то требуется увеличение размеров фланцев и крепежных деталей. Цилиндр с

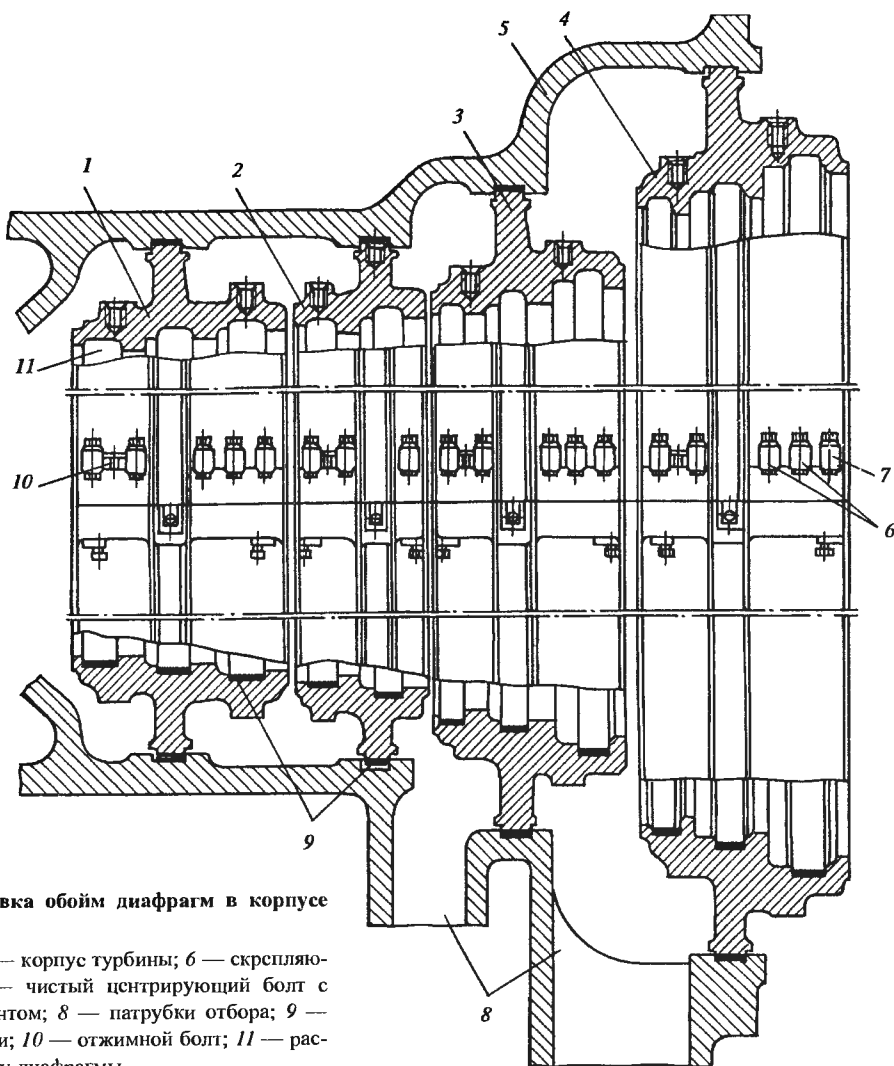


Рис. 11.21. Установка обойм диафрагм в корпусе турбины:

1—4 — обоймы; 5 — корпус турбины; 6 — скрепляющие шпильки; 7 — чистый центрирующий болт с удерживающим винтом; 8 — патрубки отбора; 9 — продольные шпонки; 10 — отжимной болт; 11 — расточка под установку диафрагмы

обоймами имеет больше массу, габариты и трудоемкость изготовления.

Типичная конструкция нижней половины обоймы показана на рис. 11.22. Обойма представляет собой цилиндр, имеющий горизонтальный разъем, скрепляемый шпильками и болтами. Она устанавливается в корпусе так, чтобы могла свободно расширяться от некоторого вполне определенного положения. Для этого на ней выполняют кольцевой гребень, которым она входит в кольцевую расточку в корпусе турбины. В нижней половине обоймы на уровне разреза к кольцевому гребню приваривают две лапки, с помощью которых через установочные прокладки ее подвешивают в выборках в нижней половине корпуса. Для исключения возможно-

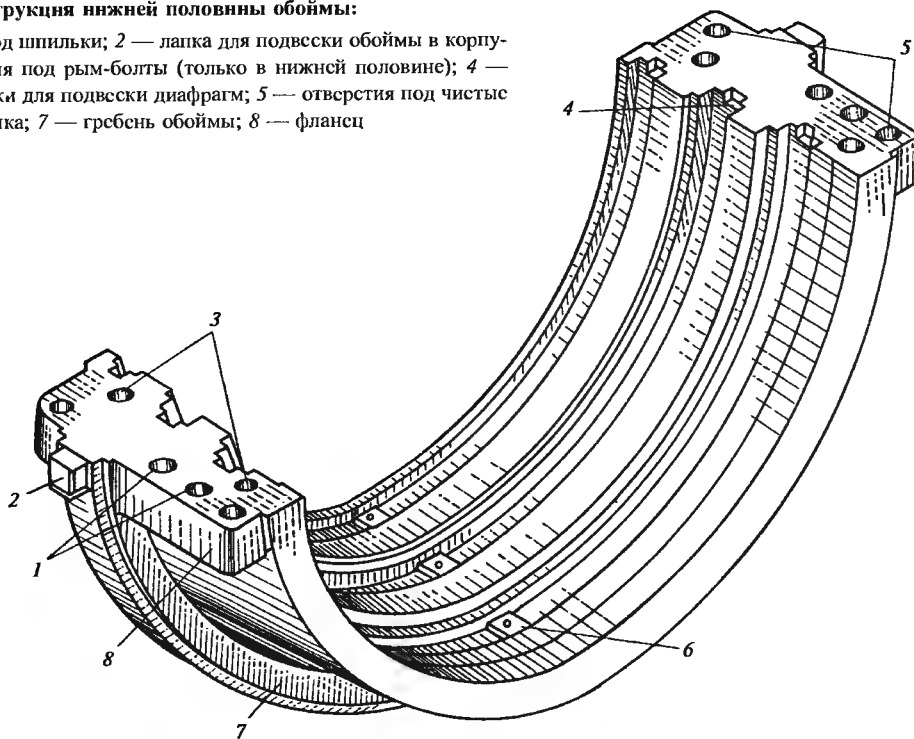
сти поперечного смещения обоймы в нижней части корпуса турбины устанавливают продольную шпонку (см. рис. 11.21).

При работе турбины перепад давлений, действующий на обойму, плотно прижимает ее гребень к кольцевой поверхности выточки в корпусе. Таким образом, обойма прицентровывается к корпусу турбины и свободно расширяется от кольцевого гребня.

Сборка обоймы ведется следующим образом. Нижнюю половину обоймы свободно подвешивают в нижней половине корпуса турбины. Затем в ее расточки помещают нижние половины диафрагм. После установки ротора в подшипники устанавливают верхнюю часть обоймы с подвешенными в ней верхними половинами диафрагм. Центровку двух половин обоймы осуществляют с по-

Рис. 11.22. Конструкция нижней половины обоймы:

1 — отверстия под шпильки; 2 — лапка для подвески обоймы в корпусе; 3 — отверстия под рым-болты (только в нижней половине); 4 — опорные площадки для подвески диафрагм; 5 — отверстия под чистые болты; 6 — шпонка; 7 — гребень обоймы; 8 — фланец



мощью центрирующих болтов. Затем обойму стягивают скрепляющими болтами и устанавливают крышку корпуса турбины.

Диафрагма состоит из двух полукольцевых пластин, имеющих горизонтальный разъем, позволяющий установить ротор. Каждая половина диафрагмы состоит из соединенных между собой обода, которым диафрагма сопрягается с обоймой или корпусом турбины, тела и сопловых лопаток. Фиксация половин диафрагмы относительно друг друга показана на рис. 11.23. В осевом направлении она осуществляется радиальной шпонкой, устанавливаемой в разъем, а в поперечном — специальным штифтом или небольшой специальной вертикальной шпонкой.

Диафрагма устанавливается (рис. 11.24) в охватывающей ее детали (обойме или корпусе) так, чтобы, с одной стороны, она могла свободно расширяться, а с другой — расширяться вполне определенно — ее ось должна совпадать (или почти совпадать) с осью охватывающей ее детали. Для этого ее нижняя половина свободно подвешивается в корпусе или обойме с помощью лапок так, чтобы при работе ее горизонтальная плоскость совпадала с плоскостью разреза корпуса (или обоймы). Продольная

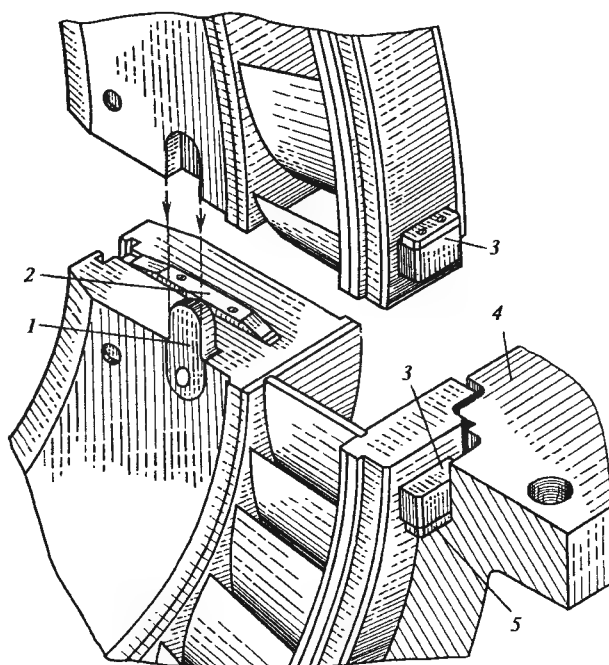


Рис. 11.23. Взаимная фиксация половин диафрагмы:

1, 2 — специальные вертикальная и радиальная шпонки; 3 — опорные лапки; 4 — обойма; 5 — регулировочная прокладка

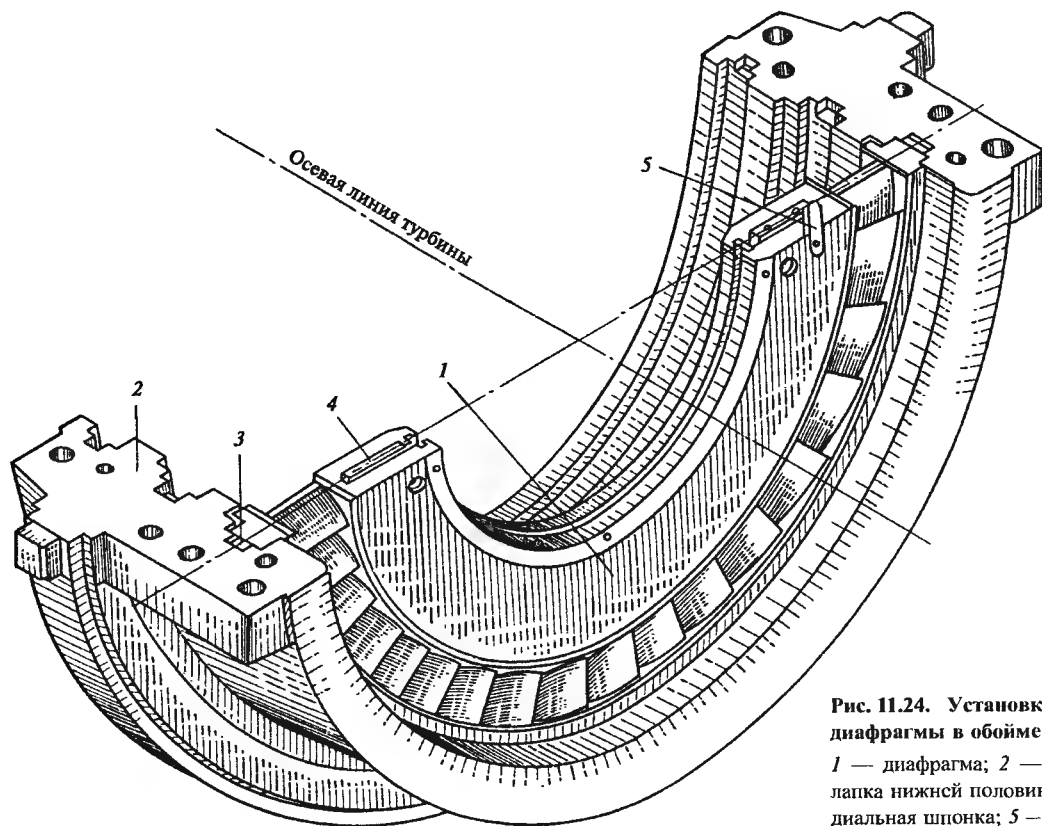


Рис. 11.24. Установка нижней половины диафрагмы в обойме:

1 — диафрагма; 2 — обойма; 3 — опорная лапка нижней половины диафрагмы; 4 — радиальная шпонка; 5 — специальная шпонка

шпонка, расположенная между диафрагмой и обоймой (см. рис. 11.21), фиксирует вертикальную плоскость. Таким образом обеспечивается центровка.

В большинстве конструкций диафрагм их верхние половины подвешиваются в верхней половине обоймы и при закрытии обоймы свободно ложатся на разъем нижней половины так, как показано на рис. 11.25. В современных турбинах используют два вида диафрагм: литые и сварные.

Литые диафрагмы используют в ЦНД, где температура невысока и можно использовать в качестве материала чугун.

Пример конструкции литой диафрагмы показан на рис. 11.26. Стальные отдельно изготовленные лопатки 8 устанавливают в литейную форму и заливают обод и тело диафрагмы. После этого обрабатывают разъем, соединяют по нему две половины диафрагмы и дальнейшую обработку ведут в собранном виде.

Литые диафрагмы с длинными лопатками всегда выполняют с косым разъемом (см. сечение Б—Б), для того чтобы исключить разрезку лопаток, попадающих в разъем. Если разъем сделать прямым, то

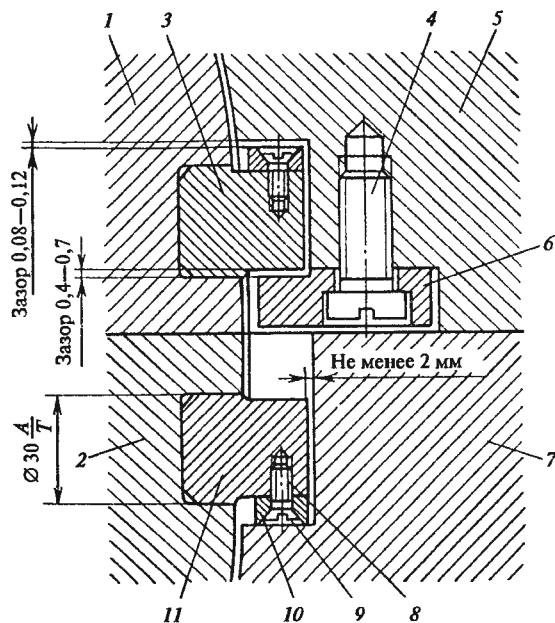


Рис. 11.25. Узел подвески диафрагмы в обойме (корпусе) турбины:

1, 2 — тела верхней и нижней половин диафрагмы; 3, 11 — опорные лапки; 4, 8 — винты; 5, 7 — верхняя и нижняя половины обоймы (корпуса); 6 — пластина; 9 — опорная площадка обоймы в выборке; 10 — прокладка

части разрезанных лопаток, расположенные на половинах диафрагмы, идеально не совпадут. Поток пара в каналах с разрезанными лопатками будет искажаться, и появятся силы, возбуждающие вибрацию рабочих лопаток и вызывающие их усталостные поломки.

Точная центровка половин диафрагмы при ком раземе обеспечивается одной вертикальной шпонкой 11, установленной на ободе диафрагмы.

Нижняя половина 3 диафрагмы подвешивается в нижней половине обоймы 1 на лапках 4 через подгоночную прокладку 14. Лапки к диафрагме крепятся винтами 12. Для фиксации вертикальной плоскости в обойме устанавливают продольную шпонку 2. Для закрепления в верхней половине обоймы 9 верхней половины диафрагмы 7 к ней в области разема крепятся лапки 5. При подъеме обоймы 9 стопорные шайбы 13 подхватывают диафрагму за эти лапки. При нормальной работе турбины контакт половин диафрагмы осуществляется только в раземе, а между подгоночной прокладкой 15 и обоймой так же, как между лапкой 5 и стопорной шайбой, имеются зазоры.

Для фиксации осевого положения в гребне диафрагмы по окружности устанавливают штифты 10, создающие зазор 0,1—0,2 мм, достаточный для свободного осевого расширения диафрагмы. Для свободного радиального расширения предусматривается зазор 2,5—3 мм. На внутренней поверхности тела диафрагмы выполняют фигурный паз, в который вставляют сегменты уплотнения 6.

Диафрагмы последних ступеней, имеющие большие радиальные размеры, часто скрепляются по разему до закрытия цилиндра (рис. 11.27).

В области высоких давлений и температур, где высоты сопловых лопаток малы, диафрагмы изготавливают исключительно **сварными**. Литье при малых высотах лопаток не может обеспечить достаточной точности изготовления.

При изготовлении сварной диафрагмы (рис. 11.28) отдельно фрезеруют сопловые лопатки 3 и штампуют бандажные ленты 2 и 4, в которых пробивают отверстия точно по профилю лопаток с необходимым шагом и углом установки. Затем эти элементы сваривают, а к ним приваривают тело 1 и обод 5 диафрагмы. Для фиксации осевого положения половин диафрагмы и уменьшения утечки пара в раземе устанавливают поперечную шпонку

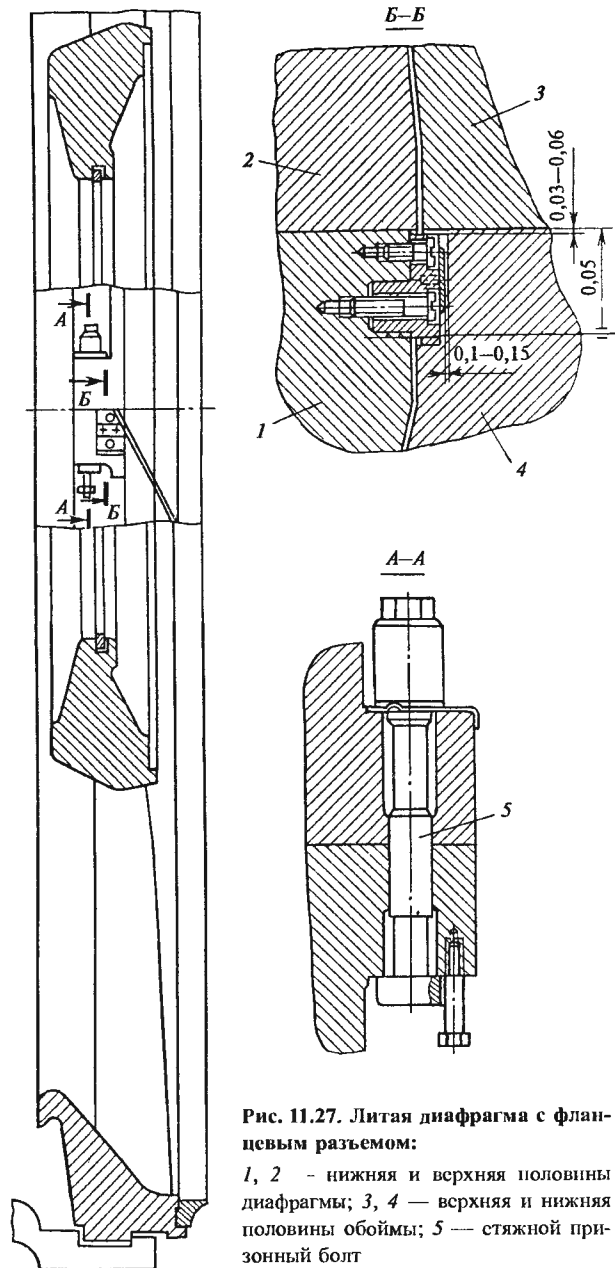


Рис. 11.27. Литая диафрагма с фланцевым раземом:

1, 2 — нижняя и верхняя половины диафрагмы; 3, 4 — верхняя и нижняя половины обоймы; 5 — стяжной призонный болт

8, а на боковой поверхности — вертикальную шпонку 9. Диафрагма подвешивается в обойме с помощью лапок 6 и 7, как описано выше.

Сварные диафрагмы являются универсальными. Их используют не только в ЦВД и ЦСД, но часто и в ЦНД тихоходных турбин АЭС.

Для регулирования расхода пара в ЧНД теплофикационных турбин часто используют **поворотные диафрагмы**. Пример конструкции поворотной

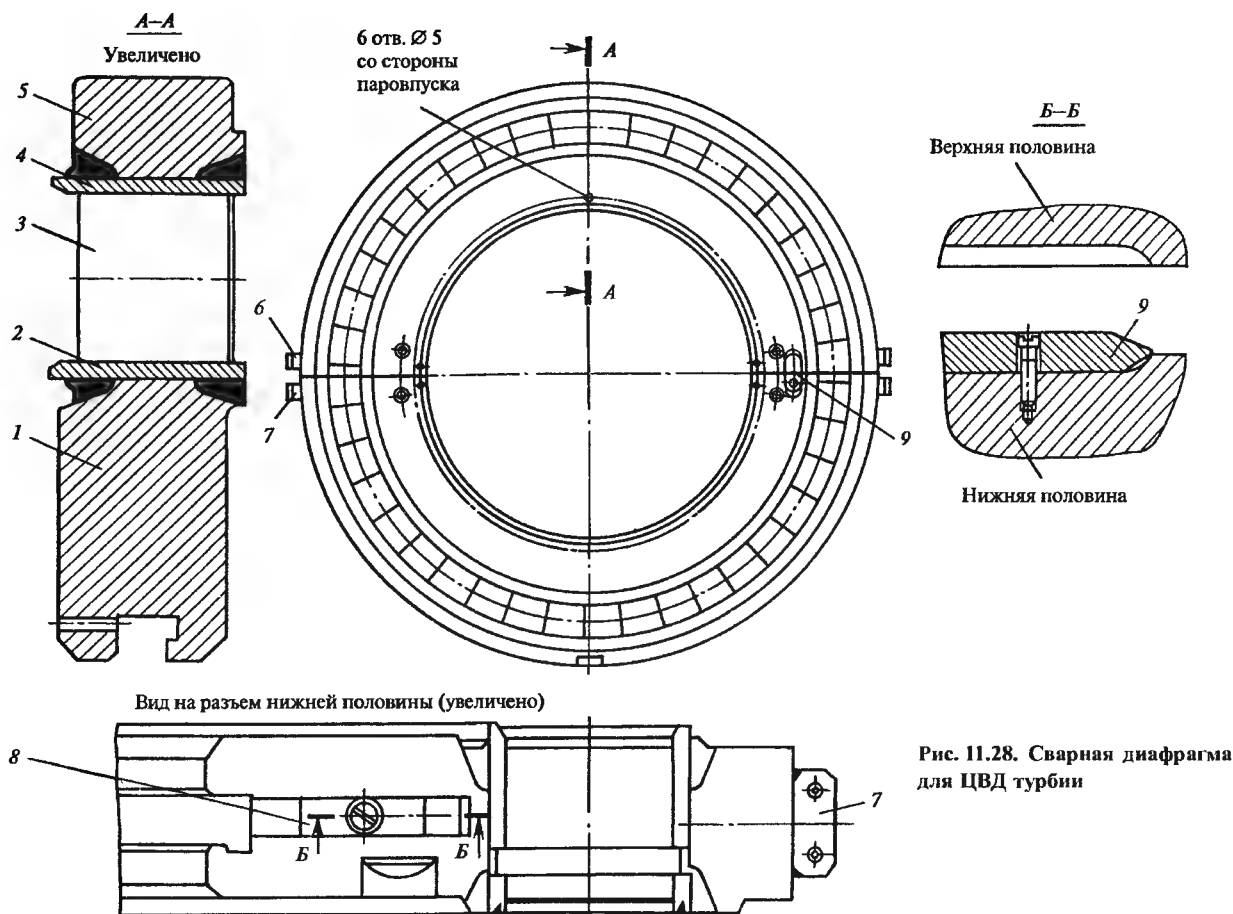


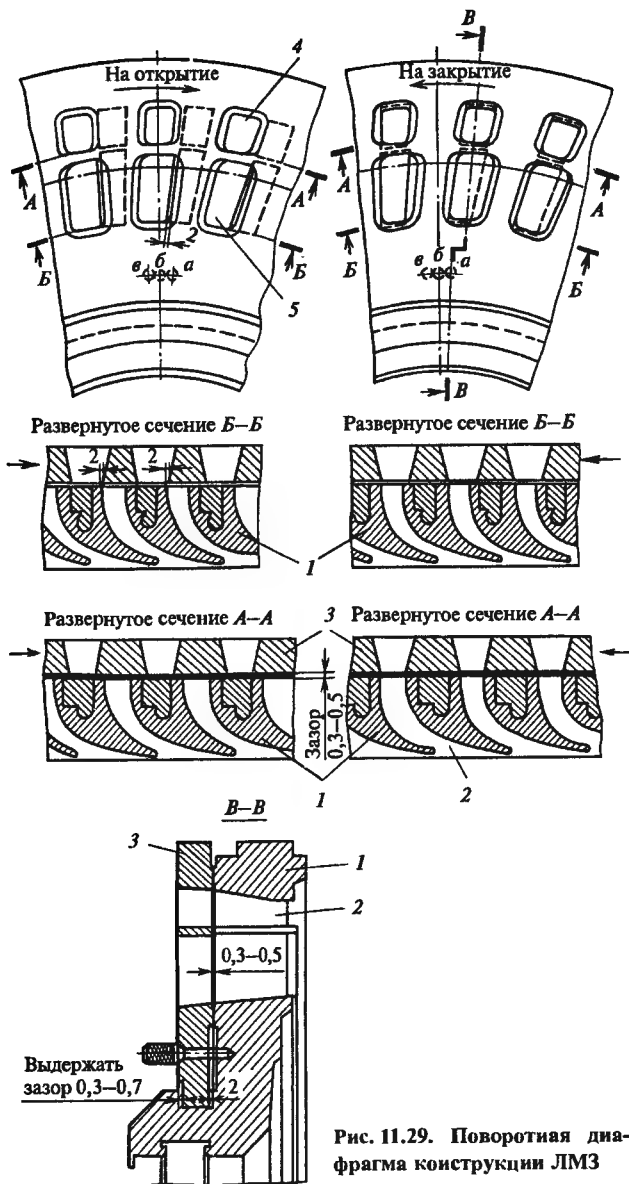
Рис. 11.28. Сварная диафрагма для ЦВД турбины

диафрагмы показан на рис. 11.29. На диафрагме 1 обычной конструкции установлено поворотное кольцо 3, в котором выполнены два ряда окон 4 и 5. С помощью сервомотора кольцо 3 может поворачиваться относительно диафрагмы. В закрытом положении окна кольца расположены напротив сопловых лопаток 2, поэтому пар в ЧНД не проходит (имеется лишь небольшое пространство для прохода пара в нижнем ряду окон 5 для охлаждения проточной части). При повороте диафрагмы по часовой стрелке сначала открывается проход пара через нижние окна, а затем — через верхние. Таким образом, в рассмотренной конструкции по существу реализуется парораспределение с двумя регулирующими клапанами. Существуют аналогичные конструкции и с большим числом рядов окон, в которых создано трех- и даже четырехклапанное сопловое парораспределение в ЧНД.

11.1.3. Подшипники паровых турбин

Подшипники служат для фиксации такого положения вращающегося валопровода в турбине, при котором обеспечивается надежная и экономичная ее работа. В зависимости от числа роторов в валопроводе и способа их соединения турбоагрегат может иметь от трех до двенадцати опорных подшипников и один или два (чаще всего один) упорных.

Опорные подшипники воспринимают и передают на детали корпуса радиальные нагрузки от собственного веса валопровода, от неуравновешенных центробежных сил и расцентровок, от аэродинамических сил, возникающих в проточной части турбины и уплотнениях. Конструкция опорных подшипников и их режим работы должны обеспечивать малые зазоры в проточной части и уплотнениях для поддержания высокой экономичности. Вместе с тем они должны исключать возможность радиальных задеваний в проточной части.



Упорный подшипник воспринимает результирующее осевое усилие, действующее на валопровод турбины.

В паровых турбинах используют только подшипники скольжения (опорные и упорные), в которых между вращающимися и не вращающимися деталями при нормальной работе всегда существует тонкий слой смазывающей жидкости.

Конструктивная схема типичного опорного подшипника показана на рис. 11.30. Шейка вала 1 размещается во вкладыше 2 подшипника с небольшим зазором, в который по каналу 9 из масляного бака насосом подается масло. Оно проходит между шейкой и верхней половиной вкладыша (баббито-

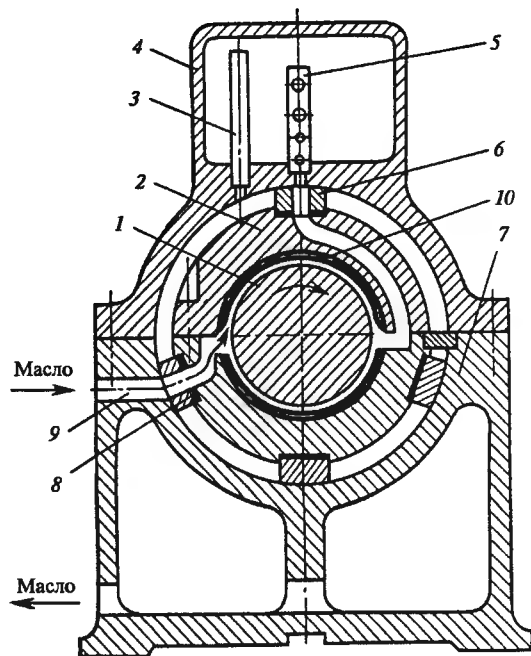


Рис. 11.30. Схема опорного подшипника

вой заливкой 10), охлаждая при этом шейку и вкладыш, а затем поступает в зазор между шейкой и нижней половиной вкладыша с баббитовой заливкой. Между шейкой и баббитовой заливкой нижней половины вкладыша образуется несущая масляная пленка — масляный клин, воспринимающий статические и переменные усилия от ротора и передающий их на вкладыш подшипника. Далее эти усилия с вкладыша передаются на статорные части турбины. При этом исключается контакт металлических поверхностей вала и вкладыша.

Отработавшее масло через торцевой зазор между валом и вкладышем стекает в корпус (картер) 7 подшипника, откуда самотеком направляется в масляный бак.

Положение шейки вала, а следовательно, и валопровода турбины в ее корпусе определяется положением вкладыша. Для его установки используют три нижние колодки 8 с цилиндрической внешней поверхностью. На них помещается нижняя половина вкладыша. Верхняя колодка 6 необходима для плотного зажатия вкладыша в корпусе подшипника. Между вкладышем и колодками для тонкой центровки расточек вкладыша, диафрагм и уплотнений устанавливают регулировочные прокладки.

В турбоустановках, в которых масляные насосы расположены не на валу турбины, на крышках подшипников или над ними устанавливают аварийные емкости 4, непрерывно заполняемые маслом, подаваемым по маслопроводу 5. Избыток мас-

ла по переливной трубе 3 стекает в корпус подшипника. При прекращении подачи масла, например из-за разрыва подающего маслопровода, система защиты отключает турбогенератор от сети, а смазка шейки вала в период замедления вращения осуществляется маслом, поступающим из аварийной емкости по маслопроводу 5 через дозировочные отверстия, подобранные специальным образом и обеспечивающие уменьшение расхода масла при замедлении вращения турбины.

К конструкции опорных подшипников предъявляют ряд требований.

Работа подшипника должна быть надежной, включающей сильный разогрев масла и износ вкладыша. При износе вкладыша изменяются вибрационные характеристики всего валопровода и может возникнуть интенсивная его вибрация. Масло в подшипнике нагревается за счет сил трения между слоями масла в пленке и теплоты, передающейся по валу от горячих частей турбины. Обычно количество теплоты, идущей по валу, не превышает 10—20 % теплоты, выделяющейся в масляном слое. При разогреве до 115 °С внутренняя поверхность вкладыша, заливаемая антифрикционным легкоплавким сплавом — баббитом, размягчается и ее сопротивление деформированию и износу резко ухудшается. При 150 °С разрушается пленка из масла марки 22, часто применяемого для смазки подшипников. При 350 °С происходит выплавление баббитовой заливки, что приводит к тяжелой аварии всего турбоагрегата.

Поэтому для поддержания температурного уровня подшипника во всех эксплуатационных инструкциях жестко регламентируются температура масла на входе (обычно 35—45 °С), нормальная температура его на выходе (около 65 °С) и предельная температура (около 75 °С), при которой необходима немедленная остановка турбины. Температура баббитовой заливки, контролируемая термометрами сопротивления или термопреобразователями, не должна превышать 100 °С.

Опорные подшипники воспринимают статические усилия от силы веса ротора и от поперечных сил, действующих в ступенях с парциальным подводом пара.

При поперечных колебаниях ротора на подшипник действуют дополнительные переменные усилия. При динамическом (с ускорением) смещении шейки вала в масляном слое подшипника возникают циркуляционные силы, которые способствуют появлению самовозбуждающихся колебаний.

Таким образом, подшипник обладает «противоречивыми» свойствами: с одной стороны, он является эффективным демпфером, уменьшающим коле-

бания ротора, а с другой стороны, в его масляном слое возникают циркуляционные силы, возбуждающие колебания.

Третьим важным качеством подшипника, влияющего на динамическую устойчивость роторов, является анизотропия — различие динамической податливости масляной пленки в горизонтальном и вертикальном направлениях. Чем выше анизотропия масляной пленки, тем выше динамические качества подшипника — виброустойчивость системы ротор—подшипник.

Подшипники должны соответствовать названным качествам: обладать высоким уровнем демпфирования, малыми циркуляционными силами, высокой анизотропией и при этом иметь достаточную несущую способность и допустимую толщину масляного слоя. Для исключения задеваний в подшипниках минимальная толщина масляного слоя должна быть не менее 100 мкм.

Потери на трение в подшипнике должны быть небольшими. При диаметрах шеек валов, достигающих в мощных турбинах 600 мм, потери мощности на трение могут достигать 200 кВт на каждый подшипник.

Для заливки вкладышей подшипников используют баббиты — высокопластичные, легкодеформируемые и легкоплавкие сплавы на основе олова.

Выбор материала для заливки вкладышей обусловлен в первую очередь требованием, чтобы при возможном контакте поверхности шейки вала и баббитовой заливки не происходило бы повреждения шейки и чтобы при этом поверхность вкладыша легко восстанавливалась при ремонтах.

Конструкция расточки вкладыша и организация его маслоснабжения играют решающую роль в удовлетворении перечисленных выше требований. Даже небольшие изменения в форме расточки вследствие износа или отступлений в форме при ремонте могут существенно изменить вибрационные характеристики подшипника.

Опорные подшипники скольжения выполняются с неподвижными опорными поверхностями и с подвижными опорными сегментами. К первому типу относятся одноклиновые (по-другому — цилиндрические, «половинные»), двухклиновые (по-другому — эллиптические, «лимонные»). Подшипники с большим числом неподвижных поверхностей опирания в отечественном турбиностроении не применяются.

Подшипники второго типа — с подвижными самоустанавливающимися поверхностями называют сегментными.

Конструктивное исполнение подшипников самое разнообразное: они отличаются размерами, формой расточки, способами подвода и отвода масла и др.

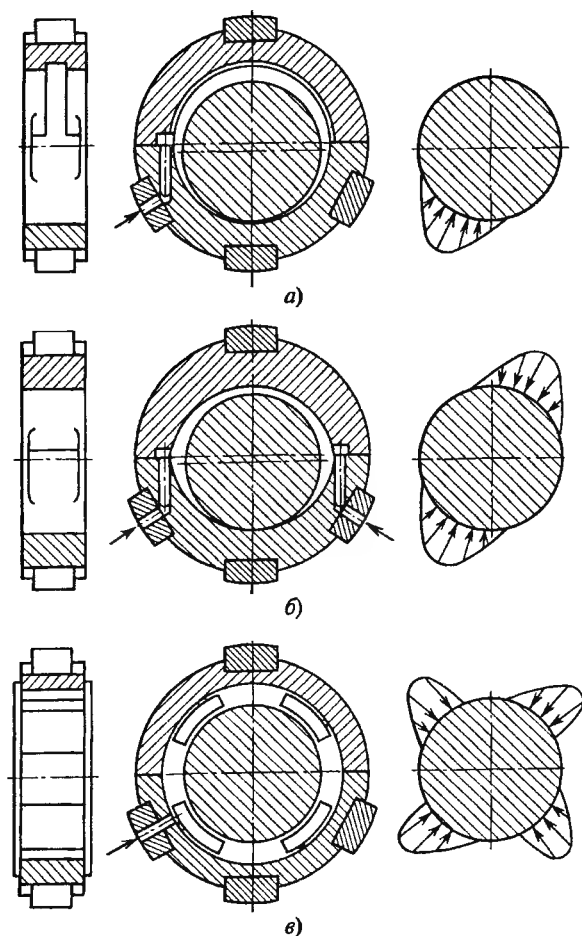


Рис. 11.31. Основные типы опорных подшипников:
а — одноклиновой; б — двухклиновой; в — многоклиновой

Сегментные подшипники отличаются числом несущих сегментов, подводом масла к ним, расположением сегментов по окружности и т.д.

Рассмотрим некоторые типичные конструкции подшипников.

Одноклиновой вкладыш (рис. 11.31, а) имеет цилиндрическую расточку. При вращении шейки вала под ней образуется один несущий масляный клин. Принцип работы одноклинового подшипника рассмотрен выше. Его конструкция наиболее проста, поэтому он широко применяется для турбин малой и средней мощности.

С ростом мощности турбин и увеличением циркуляционных возмущающих сил работа одноклинового подшипника не обеспечивает устойчивости вращения вала на масляной пленке, и возникает интенсивная вибрация. Одной из мер борьбы с ней является использование двухклинового подшипника, имеющего овальную расточку (рис. 11.31, б).

Требуемая овальность вкладыша рассчитывается очень точно и практически выполняется следующим образом. Между половинками вкладыша в разъеме устанавливается с каждой стороны прокладка, толщина которой подбирается таким образом, чтобы после выполнения цилиндрической расточки, удаления прокладок и соединения половин вкладыша можно было получить требуемую овальность. Точность изготовления прокладок ± 20 мкм по толщине. Вкладыш растачивается с допуском $+50$ мкм. Получающаяся расточка характеризуется степенью эллиптичности $m = 1 - (2\Delta_B / 2\Delta_r)$, где $2\Delta_B$ — суммарный вертикальный зазор; $2\Delta_r$ — сумма боковых (горизонтальных) зазоров. Для обеспечения хорошей виброустойчивости необходимо иметь $m = 0,65 \dots 0,75$, т.е. суммарный вертикальный зазор должен быть меньше суммы горизонтальных зазоров в 3—4 раза. Существенным параметром для подшипников является относительный зазор $\varphi_r = \Delta_r / R$, где R — радиус шейки. Типичные значения $\varphi_r = (0,3 \dots 0,5) \cdot 10^{-3}$.

В двухклиновом подшипнике масляный клин образуется не только в нижней, но и в верхней половине вкладыша.

Различие вертикального и горизонтального зазоров ($\Delta_B < 2\Delta_r$) создает повышенную анизотропию эллиптического подшипника: податливость масляной пленки в вертикальном направлении в 5—10 раз меньше податливости в горизонтальном направлении. Эта особенность эллиптических подшипников придает системе ротор—подшипники повышенную динамическую устойчивость.

Сегментные подшипники имеют опорные поверхности в виде сегментов, шарнирно опирающихся на корпус (рис. 11.31, в). Основное свойство сегментных подшипников состоит в том, что вследствие самоустановки сегментов в них не возникает циркуляционных сил, возбуждающих низкочастотные колебания ротора. При этом, однако, сегментные подшипники, как правило, обладают меньшим демпфированием и меньшей анизотропией податливости в вертикальном и горизонтальном направлениях.

По влиянию на динамическую устойчивость сегментные подшипники имеют преимущество перед эллиптическими двухклиновыми подшипниками, когда их используют в системе валопровода для относительно легких роторов ЦВД.

Для хорошего функционирования вкладыша очень важна правильная организация снабжения его маслом. На рис. 11.31, а показана длительная работа применявшаяся и применяющаяся во многих случаях и сейчас организация маслоснабжения вкладыша

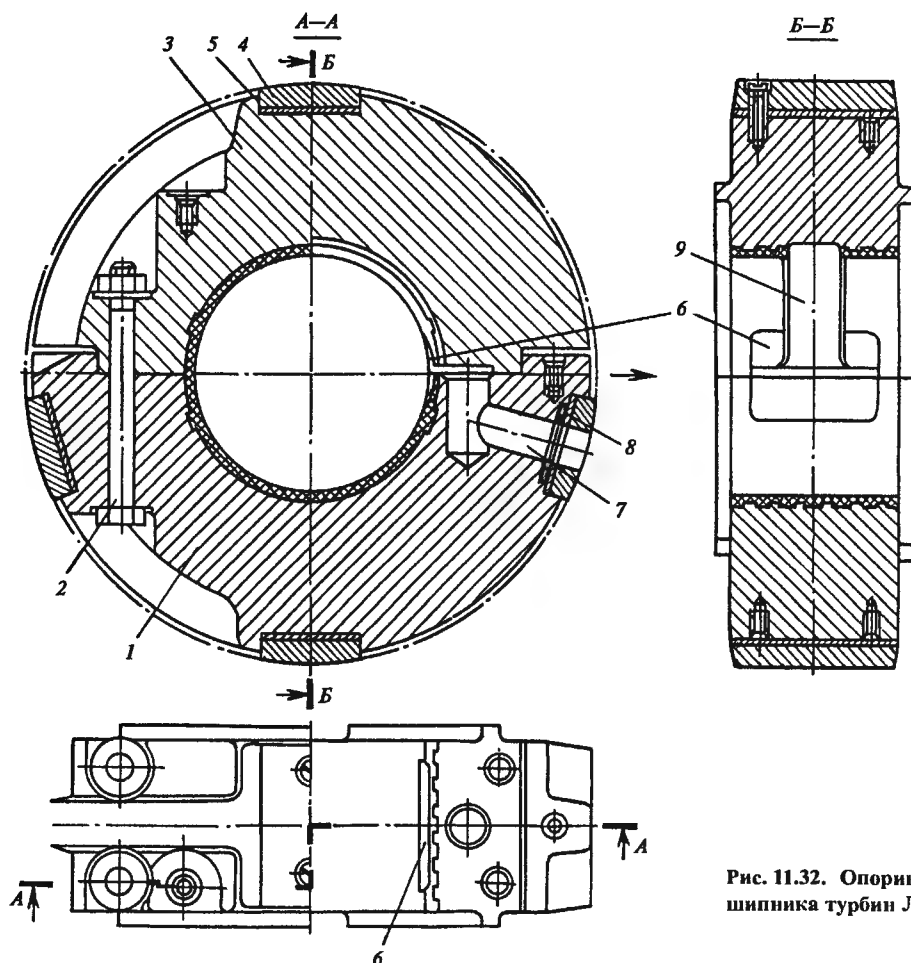


Рис. 11.32. Опорный вкладыш подшипника турбин ЛМЗ

ша. В верхней части вкладыша выполнена маслораздаточная канавка, позволяющая перепустить масло, подаваемое к вкладышу, сверху вокруг шейки вала и затем подать его в масляный клин. Этим достигается увеличение расхода масла и хорошее охлаждение шейки вала. Дополнительное улучшение маслоснабжения достигается выполнением на уровне разъема осевых выборок — маслораздаточных карманов («развалов»), не достигающих до торцов вкладыша. Карманы облегчают вход масла во вкладыш и масляный клин.

В двухклиновых подшипниках выполнение маслораздаточной канавки не имеет смысла: как показали опыты, в этом случае не только не возникает масляный клин в верхнем полувкладыше, но даже образуются обширные вакуумные зоны, а смазочный слой теряет сплошность, и происходит даже подсос воздуха из корпуса подшипника. Поэтому двухклиновые подшипники выполняют без маслораздаточной канавки.

Типичная конструкция опорного вкладыша подшипника приведена на рис. 11.32. Вкладыш состоит из двух половин 1 и 3, скрепленных после укладки валопровода четырьмя болтами 2, два из которых выполнены призонными для возможности точного повторения сборки. Вкладыш имеет баббитовую заливку. В верхней его половине выполнена маслораздаточная канавка 9, а на уровне разъема в месте подачи масла — маслораздаточный карман 6.

Нижняя половина вкладыша устанавливается на трех колодках 4 с цилиндрической внешней поверхностью. Колодки крепятся к вкладышу винтами. Для возможности центровки расточек вкладыша используются прокладки 5, толщину которых изменяют соответствующим образом. Верхняя колодка используется для плотного зажатия вкладыша (натяг 0,05—0,15 мм) в корпусе подшипника, исключая ослабление натяга при различной температуре корпуса подшипника и вкладыша. Ослабление крепления вкладыша может привести к изменению

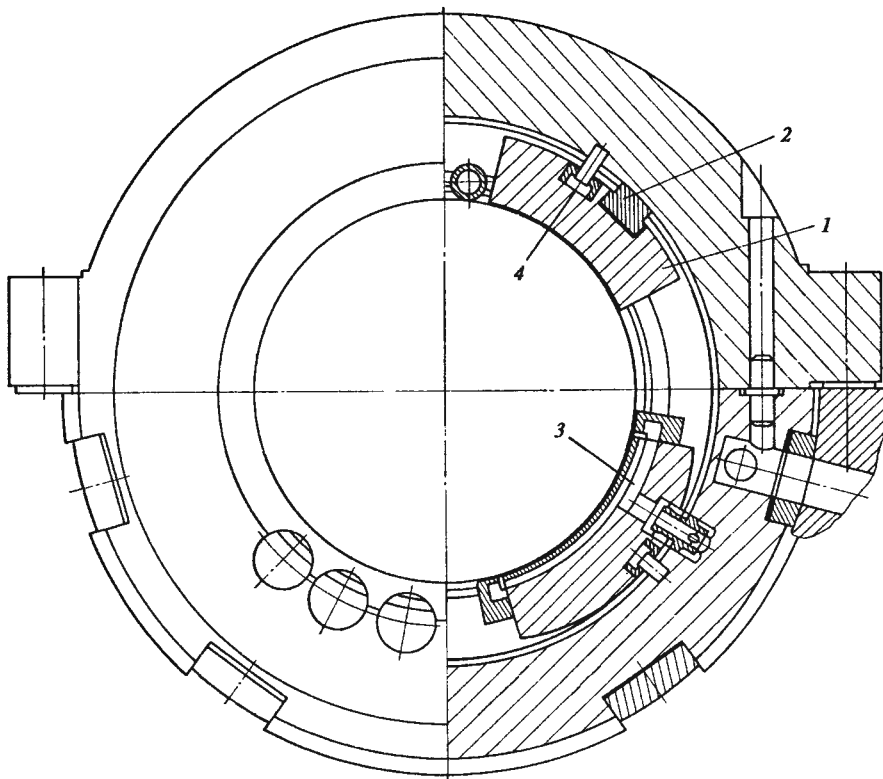


Рис. 11.33. Сегментный подшипник ХТЗ:

1 — опорный сегмент; 2 — опора сегмента; 3 — канал подвода масла; 4 — установочный штифт

вибрационных характеристик валопровода и появлению интенсивной вибрации.

Масло подается по маслопроводу к корпусу подшипника. Оно проходит через отверстие в нем (см. рис. 11.30) и затем по каналу 7 подается (см. рис. 11.32) в маслораздаточный карман 6. По маслораздаточной канавке масло проходит на другую сторону вкладыша и затем под шейку вала. Для регулировки расходов масла, поступающего на отдельные подшипники турбоагрегата, перед которыми его давление может быть различным, используется ограничительная шайба 8.

На рис. 11.33 показан четырехклиновой подшипник ХТЗ, имеющий четыре опорных сегмента. Масло подводится к каждому сегменту, и в результате его увлечения валом под ним возникает несущий клин.

На рис. 11.34 показан шестиклиновой опорный подшипник ЛМЗ, имеющий шесть сегментов, поворачивающихся вокруг ребер качения. В отличие от сегментного подшипника ХТЗ масло подводится не к каждому сегменту индивидуально, а ко всей полости расположения сегментов. При этом все сегменты работают в общей масляной ванне.

Упорный подшипник служит для восприятия результирующего осевого усилия, приложенного к вращающемуся валопроводу, и передачи его на детали статора. Одновременно он фиксирует положение валопровода в турбоагрегате и осевые зазоры в проточной части турбины и уплотнениях. Конструктивно упорный подшипник чаще всего размещают в корпусе вместе с вкладышем опорного подшипника.

В современных паровых турбинах применяют исключительно сегментные упорные гидродинамические подшипники скольжения. Одна из возможных схем такого подшипника представлена на рис. 11.35.

На валу 1 турбины выполняют упорный диск (гребень) 4, который через масляный слой опирается в зависимости от направления осевого усилия на сегменты 3 или 5, поворачивающиеся около ребер качения 9. Масло для смазки подводится с помощью насоса в коллектор 8, из которого по отверстиям 2 в установочном кольце оно подается к сегментам 3. Между упорным сегментом и гребнем образуется масляная пленка, препятствующая их контакту. Со-

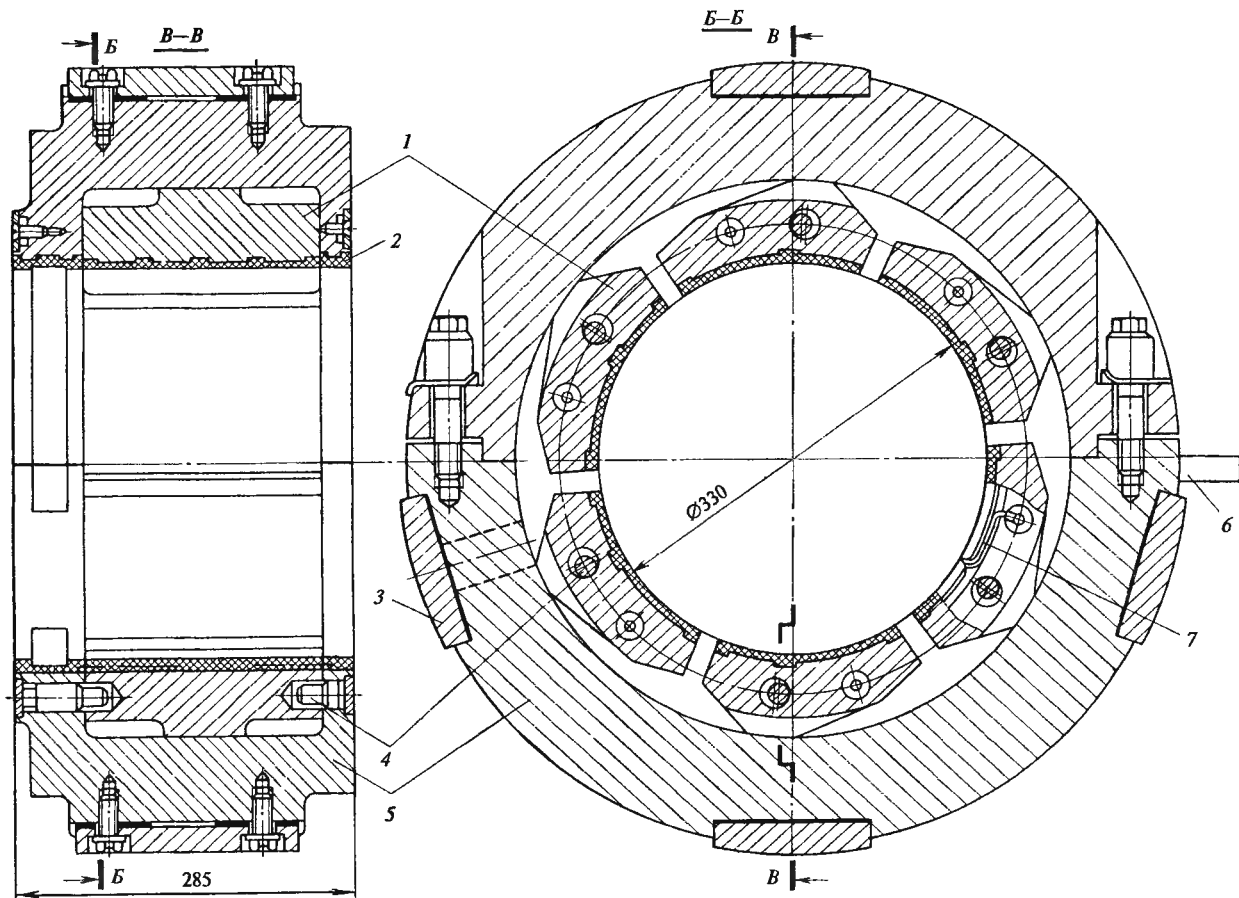


Рис. 11.34. Сегментный подшипник ЛМЗ:

1 — сегменты; 2 — уплотнители; 3 — установочная колодка; 4 — штифты; 5 — вкладыши; 6 — стопорная шайба; 7 — термопроб-разователь

вокупность корпуса 6 и установленных в нем сегментов называют вкладышем упорного подшипника.

Маслоснабжение сегментов 5 второго ряда может осуществляться либо точно таким же образом (из другого коллектора), либо, как показано на рис. 11.35, перепуском масла по маслопроводу 7 в камеру этих сегментов. Вал в месте выхода из корпуса подшипника уплотняется, и подводимое к вкладышу масло заполняет внутреннюю полость вкладыша и выходит в основной корпус подшипника через отверстия в верхней половине вкладыша.

Принцип работы упорного подшипника можно уяснить из рис. 11.36. Перед началом вращения вкладыш подшипника заполнен маслом. С началом вращения масло, прилипающее к гребню подшипника, увлекается слой за слоем под сегмент и, поскольку свободному осевому смещению гребня от сегмента препятствует осевая сила R , приложенная к ротору, на поверхности сегментов возникает некоторое распределение давления (рис. 11.36, а). Для

простоты дальнейших рассуждений его можно заменить эквивалентной силой R_c , приложенной к некоторой точке сегмента и поворачивающей его так же, как и распределенное давление.

Если в некоторый момент распределение давления по поверхности сегмента будет таким, как показано на рис. 11.36, а, то его положение будет неустойчивым, так как равнодействующая R_c будет работать как рычаг с плечом h вокруг ребра опирания сегмента $b-b$. Поэтому сегмент начнет поворачиваться. Распределение давления при этом будет изменяться. Так как зазор на входной части сегмента увеличится, давление здесь уменьшится; на выходной части сегмента оно, наоборот, возрастет. Ясно, что при этом сама сила R_c не изменится, поскольку не изменились осевое усилие R и число сегментов. Сегмент будет поворачиваться до тех пор, пока сила R_c не пройдет через ребро опирания $b-b$ и плечо h не станет равным нулю. Это и будет устойчивое по-

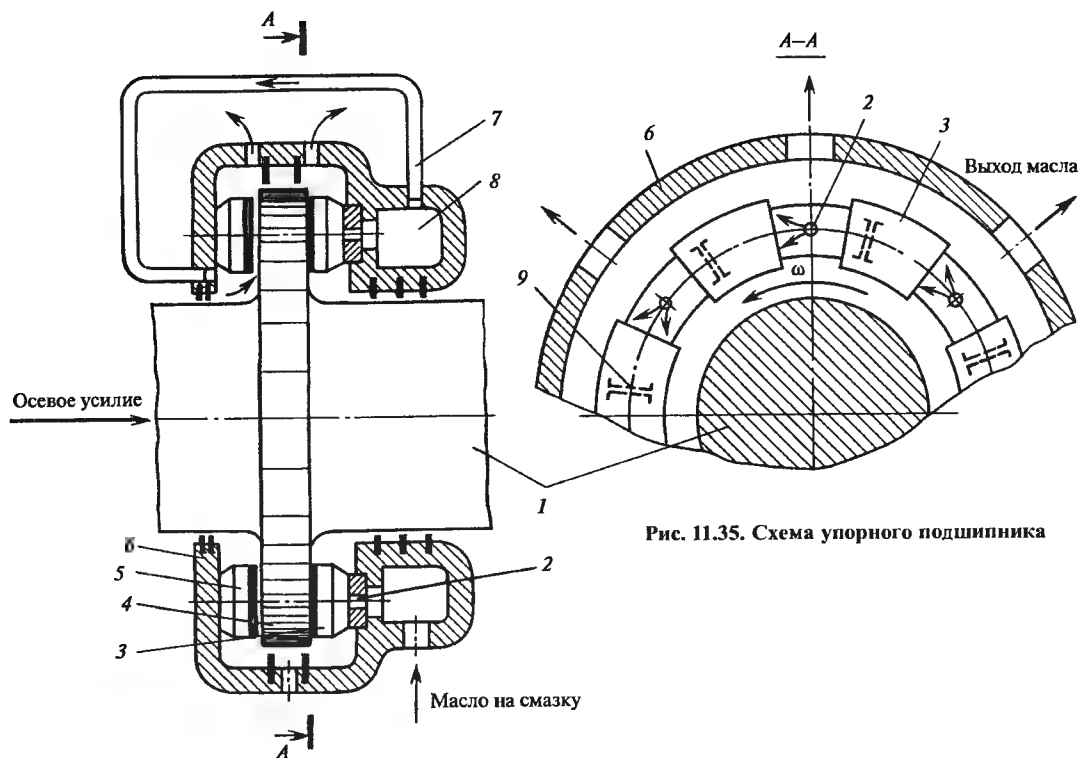


Рис. 11.35. Схема упорного подшипника

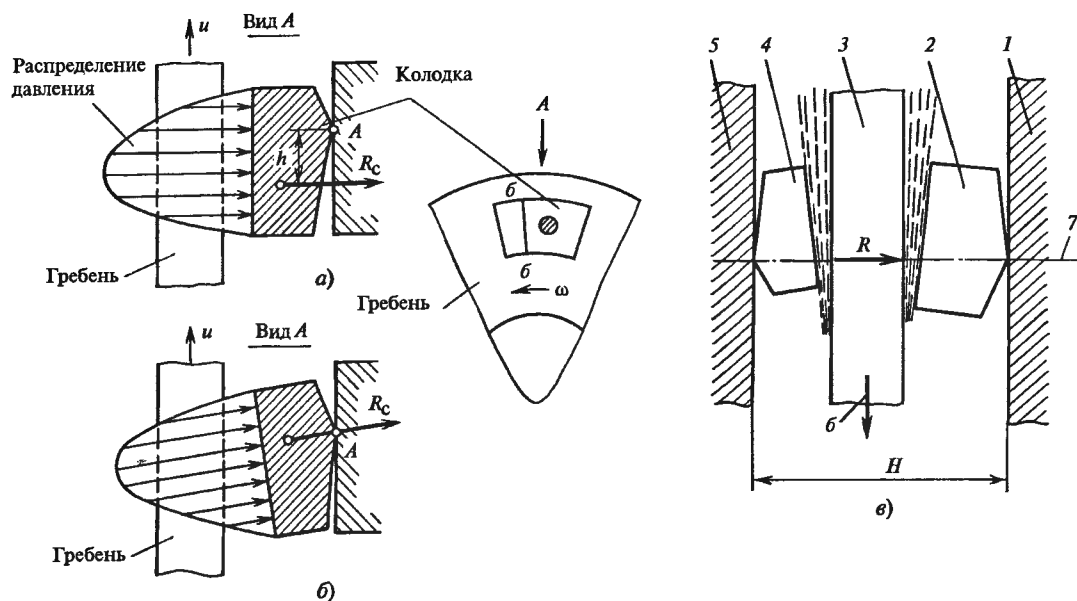


Рис. 11.36. Положения гребня упорного подшипника между упорными колодками:

a — неустойчивое; *б* — устойчивое; *в* — вид на упорный подшипник сверху; 1, 5 — корпус вкладыша; 2 — рабочий сегмент; 3 — гребень; 4 — установочный сегмент; б — направление вектора окружной скорости точки гребня, контактирующей с сегментом; 7 — ось турбины

ложение сегмента, при котором между поверхностями гребня и сегмента образуется суживающийся канал — клин, по которому непрерывно проходит свежее масло, поступающее из отверстий 2 (см. рис. 11.35). Раскрытие клина автоматически изменяется с изменением осевого усилия R : чем больше осевое усилие, приложенное к ротору, тем сильнее раскрывается клин и больше равнодействующая R_c на каждом сегменте.

При работе подшипника с двумя рядами рабочих сегментов (рис. 11.36, в) масляные клинья возникают на сегментах обоих рядов. При этом осевые (рабочие) сегменты оказываются нагруженными не только осевым усилием R , приложенным к валопроводу, но и дополнительными силами, приложенными к гребню со стороны дополнительных (установочных) сегментов.

Значение возможного перемещения валопровода между рядами упорных сегментов называется осевым разбегом в упорном подшипнике. Чем больше разбег, тем меньше подгрузка рабочих сегментов за счет установочных. Однако разбег нельзя делать чрезмерно большим, так как это может привести к задеваниям в проточной части и появлению больших ударных нагрузок на сегменты при изменении знака осевого усилия (например, при резких изменениях нагрузки в многоцилиндровых турбинах с промежуточным перегревом пара). Малый осевой разбег также опасен, и не только потому, что появляется дополнительное усилие от неработающего ряда сегментов. При малом разбеге и требуемом в соответствии с нагрузкой повороте сегментов зазор между ними и гребнем уменьшается. Уменьшается при этом и расход масла, поступающего под сегмент, и оно сильно разогревается. Вслед за маслом нагревается и сегмент, поверхность которого становится неплоской. В результате перегрева масляная пленка теряет свою несущую способность и пропадает. Гребень входит в контакт с сегментами, и за счет выделения большого количества теплоты происходит либо мгновенное выплавление баббитовой заливки сегментов (если она имеется), либо быстрый их износ. Происходит осевой сдвиг ротора, и если он больше осевых зазоров, то возникают осевые задевания вращающихся деталей о неподвижные, что приводит к тяжелой аварии.

Поэтому осевой разбег в упорном подшипнике устанавливают так, чтобы толщина масляной пленки на выходе из сегментов была примерно 40—60 мкм, среднее давление на сегмент 2—4 МПа, а температура баббитовой заливки была не больше 100 °С. Чем выше качество изготовления гребня и

упорных сегментов (выше чистота поверхности гребня и меньше биение и конусность гребня), чище масло, меньше вибрация и возможные в условиях эксплуатации перегрузки, тем большие удельные давления и меньшие зазоры, а следовательно, и осевой разбег можно допустить в подшипнике. Обычно при сборке упорного подшипника устанавливают осевой разбег, равный 0,5—0,6 мм, а при работе он составит 0,3—0,4 мм.

Поверхность сегмента, обращенная к упорному гребню, заливается слоем баббита толщиной примерно 1,5 мм. Для лучшего схватывания баббитовой заливки и сегмента в нем выполняются пазы типа «ласточкин хвост». Для равномерного прилегания сегментов к гребню их периодически подшабривают, поэтому толщина баббитовой заливки постепенно уменьшается. При ее уменьшении до значений 0,8—0,9 мм сегменты перезаливают новым слоем баббита.

Роль баббитовой заливки в упорных и опорных подшипниках различна. В опорных вкладышах баббит как антифрикционный материал необходим при работе в режиме полусухого трения. В большинстве упорных подшипников сегменты расположены в масляной ванне и режима полусухого трения практически не возникает. Поэтому некоторые турбинные заводы изготавливают сегменты без баббитовой заливки. В большинстве случаев сегменты выполняют с баббитовой заливкой. При внезапном увеличении осевого усилия до недопустимого значения, когда гребень входит в контакт с поверхностью сегмента, происходит почти мгновенное выплавление баббита и валопровод резко перемещается на 1—1,5 мм. Этот осевой сдвиг валопровода используется в качестве сигнала для защиты турбины от дальнейшего осевого смещения валопровода в ней, когда в контакт уже могут войти вращающиеся и неподвижные элементы проточной части или уплотнений.

На рис. 11.37 показана типичная конструкция вкладыша подшипника турбины, осевое усилие в которой направлено всегда в одну сторону (слева направо).

Вкладыш подшипника выполнен комбинированным: он состоит из двух половин 17 и 18 и включает в себя опорную и упорную части. В последней помещены два разъемных по диаметру установочных кольца 2 и 3, закрепляемых во вкладыше стопорными шайбами 6. На установочных кольцах на штифтах 10 свободно подвешиваются рабочие 7 и установочные 8 сегменты. Для точной регулировки осевого разбега служит металлическая прокладка 9.



Вкладыш устанавливается в обойме 19, также состоящей из двух половин, скрепляемых болтами 25. Поверхность вкладыша выполнена сферической, что позволяет несколько поворачивать его при монтаже, добиваясь строгой параллельности рабочих плоскостей сегментов и упорного гребня, обеспечивая тем самым одинаковость загрузки сегментов. Для исключения поворота вкладыша в обойме при монтаже под действием силы тяжести упорной части иногда используют амортизатор 1. После регулировки положения вкладыша его стопорят штифтом 16, на конце которого выполнены две параллельные лыски, а во вкладыше — прорезь, в которую входит конец штифта.

После окончательной регулировки прилегания упорных сегментов к гребню вкладыш закрепляют в обойме с натягом 0,04—0,1 мм. В рабочих условиях натяг становится еще больше из-за большего нагрева вкладыша, чем обоймы. Таким образом, рассматриваемая конструкция является жесткой в том смысле, что при изменении наклона упорного гребня усилия, действующие на отдельные сегменты, не выравниваются.

Обойма помещается в корпусе подшипника 21 на колодках 23 и центруется с помощью прокладок 20, установленных под ними. Осевое положение обоймы вместе с закрепленным в ней вкладышем и расположенным между сегментами 7 и 8 гребнем валопровода регулируется с помощью установочных колец, каждое из которых состоит из двух нижних 22 и 26 и одной верхней 15 частей. Для того чтобы сместить валопровод (например, для установки осевых зазоров в проточной части), надо снять крышку корпуса подшипника, разболтать обойму и снять вместе с привинченными к ней полукольцами 15. Затем, зацепив за внешние зубуринны, можно при установленном роторе «выкатить» установочные кольца 22 и 26. Если, например, необходимо сместить валопровод вправо, то толщина всех трех частей 15, 22 и 26 правого установочного кольца уменьшается, а левого увеличивается. Затем осуществляется сборка в обратной последовательности.

Масло для смазки подается через боковую колодку 23 в кольцевую полость 24. Смазка шейки вала осуществляется точно так же, как описано выше (см. описание опорного подшипника, показанного

на рис. 11.30). Масло для смазки рабочих упорных сегментов из кольцевой полости 24 проходит по наклонным сверлениям 13 и подается к выходным ребрам каждого из сегментов 7. К установочным упорным сегментам 8 оно поступает через отверстия 29 из камеры 4, куда подводится по отдельному маслопроводу.

Уплотнение 5, выполненное в виде кольцевой баббитовой заливки, не дает маслу вытекать из камеры установочных сегментов. Таким образом, подаваемое масло заполняет вкладыш упорного подшипника и через шесть отверстий 14 вытекает в корпус подшипника.

Для уменьшения потерь трения вокруг цилиндрической поверхности гребня устанавливается разъемное кольцо 12, в котором закреплены гребни уплотнения 11. Попавшее между гребнями масло дренируется через отверстия 28 и 27, выполненные в нижних половинах уплотнительного кольца и корпуса вкладыша.

Основной недостаток рассмотренной конструкции — фиксированное положение вкладыша во время работы, при котором вследствие поворота упорного гребня усилия, действующие на отдельные упорные сегменты, могут отличаться в 2—2,5 раза.

На рис. 11.38 показан опорно-упорный подшипник с центральным расположением опорного вкладыша, выполненного заодно с двумя корпусами упорных подшипников, расположенных симметрично. Такая конструкция целесообразна для мощных современных турбин с промежуточным перегревом пара, в которых осевое усилие может менять свое направление при изменении режима работы. Валопровод имеет два упорных гребня.

Вкладыш 5 состоит из двух половин, скрепленных восемью чистыми болтами. Он располагается между двумя половинами обоймы 6 со сферической внутренней расточкой. Сферическая поверхность служит для установки плоскости упорных сегментов 2 и 14 параллельно плоскости упорных гребней во время сборки. После сборки половины обоймы фиксируются по отношению друг к другу штифтами 18 и скрепляются шпильками. Для исключения возможности вращения вкладыша в обойме в ее нижней половине имеется стопорный штифт 15 с лысками, работа которого описана выше.

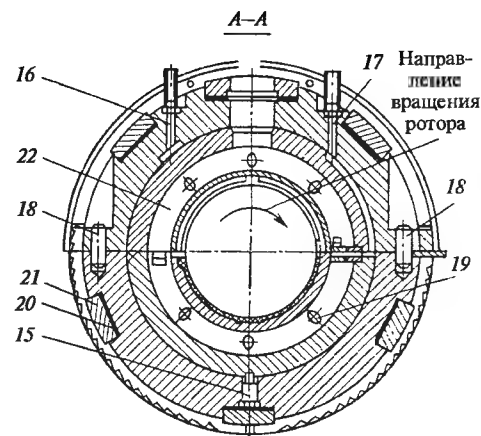
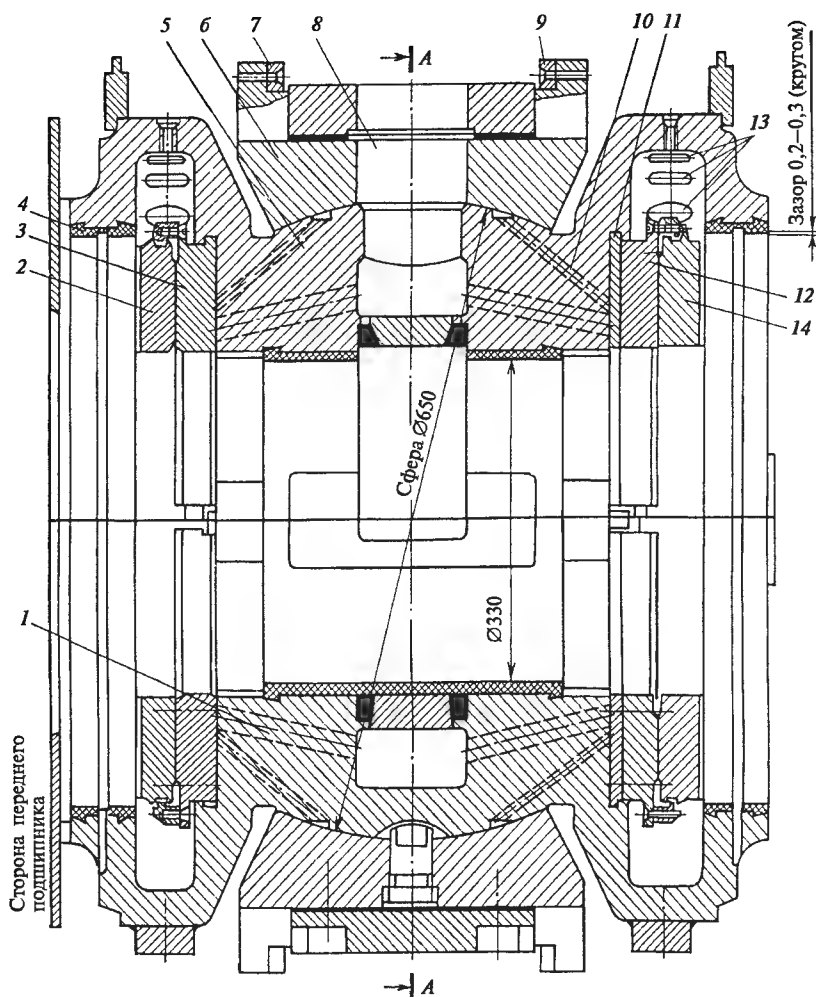


Рис. 11.38. Опорно-упорный подшипник турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

Упорные сегменты свободно подвешиваются на разъемных установочных кольцах 3 и 12. Осовой разбег устанавливается с помощью регулировочной прокладки 11. Обойма с закрепленным в ней вкладышем помещается на три колодки 21 и центруется с помощью прокладок 20. Верхняя колодка служит для плотного зажатия обоймы в корпусе подшипника. Осовое положение обоймы с вкладышем и всего валопровода регулируется кольцами 7 и 9, состоящими из трех частей. Их использование для регулировки осевого положения валопровода описано выше.

Масло к подшипнику подается из аварийной емкости (не показанной на чертеже) по вертикальному каналу 8 в кольцевую полость 22, откуда оно проходит к шейке вала и через отверстия 19 по сверлениям 1 и отверстиям в установочных кольцах 3 и 12 и в прокладке 11 поступает индивидуально к каждому упорному сегменту. Полости упорных сегментов уплотнены баббитовыми заливками 4.

Корпуса упорных подшипников с вращающимся гребнем и непрерывными подачей и сливом масла представляют собой сложную гидродинамическую систему, в отдельных областях которой могут возникать вакуумные зоны со вскипанием масла и выделением из него растворенного воздуха. Это может привести к нарушению масляной пленки между гребнем и упорными сегментами, чему, в частности, способствует дросселирование масла при подводе (см. поз. 8 на рис. 11.30). В рассматриваемой конструкции регулирование расхода масла и его давления в подшипнике осуществляется не дроссельной диафрагмой на входе, а специальными винтами, ввинчиваемыми в отверстия 13, через которые масло покидает корпуса упорных подшипников. Таким путем удастся избежать образования вакуумных зон.

В аварийных ситуациях, связанных с прекращением подачи масла в аварийную емкость, оно в под-

шипник по каналу 8 не подается. После отключения генератора от сети во время выбега валопровода масло по трубке аварийной подачи (см. рис. 11.38) по каналу 17 поступает на смазку опорной части, а по каналу 16 и наклонным сверлениям 10 — на смазку упорных сегментов.

Корпуса подшипников, иногда называемые опорами валопровода, в которые помещаются вкладыши, можно разделить на три вида: встроенные, выносные и приставные.

Встроенные корпуса подшипников (или просто встроенные подшипники) выполняют совместно с выходным патрубком цилиндра (рис. 11.39). Во внутренний обвод нижней части выходного патрубка с помощью косынок, ребер и подкосов вваривается нижняя часть корпуса подшипника. Таким образом, встроенный подшипник представляет собой единое целое с корпусом турбины. Внутри нижней части корпуса подшипника вваривают полукольца, на которые опираются колодки вкладыши опорных подшипников.

Верхняя часть корпуса такого подшипника делается съемной и прикрепляется к нижней фланцевым соединением. Корпус подшипника располагают как можно ближе к последней ступени для сокращения осевого габарита турбоагрегата. Крышка корпуса подшипника опускается после установки валопровода и крышки корпуса цилиндра. В тех случаях, когда нет возможности опустить крышку подшипника и продвинуть ее внутрь обвода выходного патрубка, ее выполняют с вертикальным разъемом и закрывают по частям. Выше был показан способ подвода масла к подшипнику, раздачи его на вкладыши и слива из них (см. рис. 11.18).

Встроенные подшипники используют только там, где температура примыкающего цилиндра невелика и передающаяся по его металлу теплота не может сильно нагреть корпус подшипника. В основном они используются для опирания роторов ЦНД.

Выносные корпуса подшипников (или просто выносные подшипники) выполняют отдельно стоящими на фундаментных рамах. Они не связаны жестко с корпусами цилиндров, и их применяют в двух случаях: когда температура примыкающего цилиндра высока или когда велики деформации цилиндра и их нежелательно передавать на опоры валопровода и, следовательно, на сам валопровод. Первый случай характерен для ЦВД и ЦСД, второй — для ЦНД очень мощных турбин с развитыми выходными патрубками.

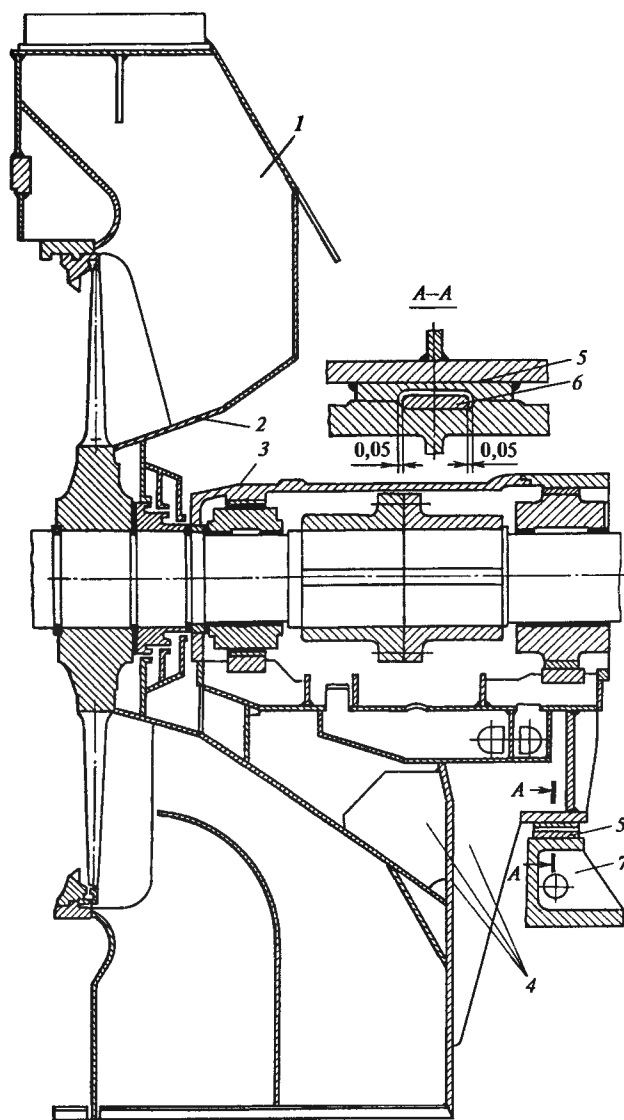


Рис. 11.39. Встроенный подшипник:

1 — выходной патрубок; 2 — внутренний (конический) обвод патрубка; 3 — крышка подшипника; 4 — ребра; 5 — шпоночный паз; 6 — шпонка; 7 — фундаментная рама

На рис. 11.40 показан корпус выносного подшипника сварной конструкции, устанавливаемого между цилиндрами турбины. Нижняя половина корпуса 13 помещается на фундаментную раму. Между фундаментной рамой и опорной поверхностью корпуса подшипника устанавливаются продольные шпонки. Их направляющие 5 видны на рисунке. Вертикальные шпонки 1 служат для прицентровки корпуса подшипника к корпусам цилиндров. На пластины 3 с поперечными шпонками помещаются лапы корпусов цилиндров, удерживаемых от

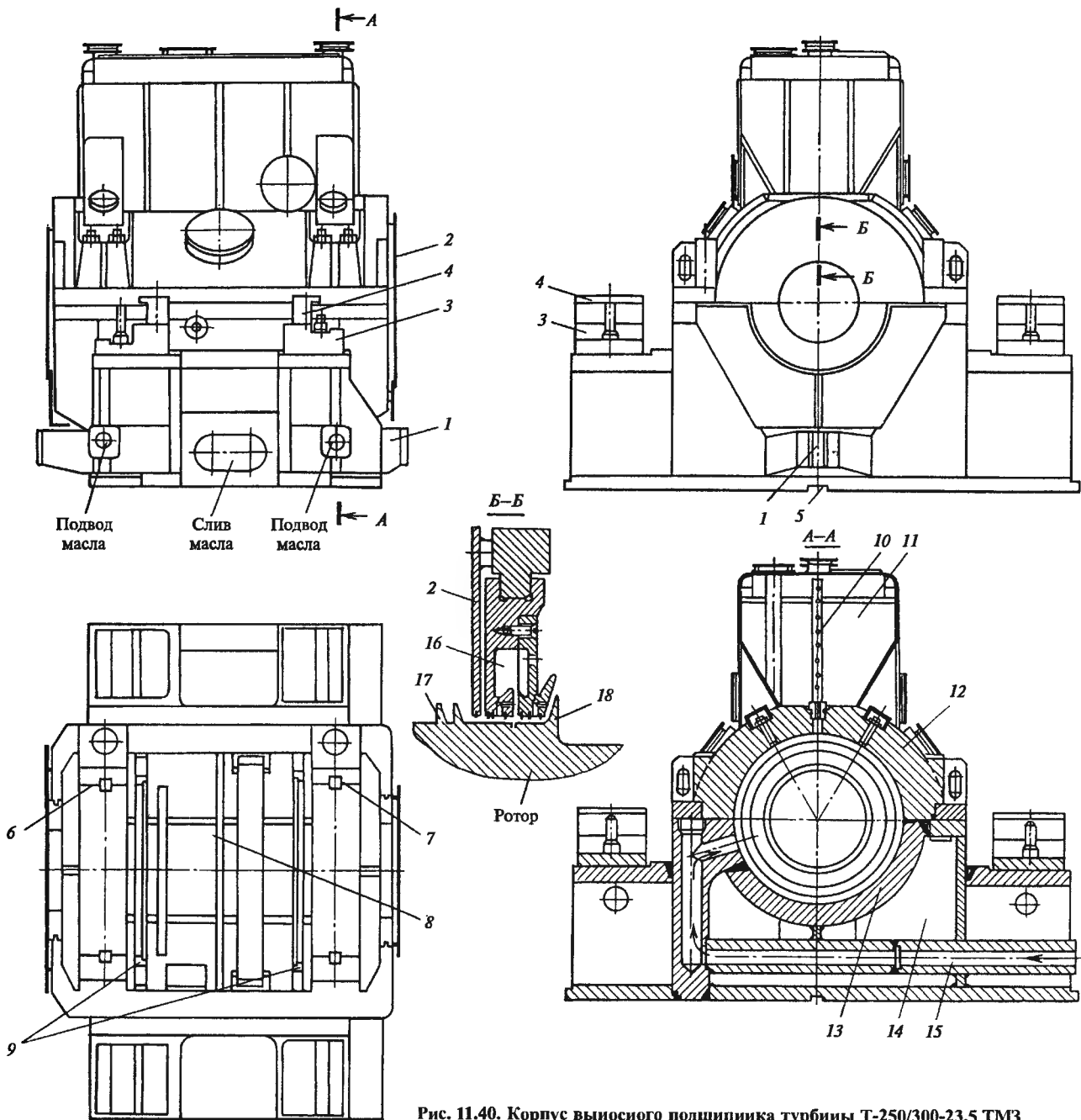


Рис. 11.40. Корпус выносного подшипника турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

смещения прижимными скобами 4. В расточках 6 и 7 располагают вкладыши опорных подшипников, а в пространстве 8 между ними — соединительную муфту. После укладки валопровода корпус подшипника закрывается крышкой 12. Масло к каждому из вкладышей подается по каналам 15. Для того чтобы масло из вкладышей не попадало на муфту, которая при своем вращении будет его вспенивать, вследст-

вие чего оно будет насыщаться воздухом, в расточки 9 устанавливают разделительные перегородки. Масло, вытекающее из торцов подшипника в пространство 14, собирается на дне его корпуса и направляется в масляный бак.

Корпус подшипника должен быть плотным и не должен допускать утечек из него масла или, наоборот, попадания в него пара или капель воды. В пер-

вом случае может возникнуть пожар, во втором будет происходить обводнение масла и его быстрое старение, требующее замены или регенерации. Поэтому корпус подшипника снабжают масляным уплотнением (сечение Б—Б). Масло, текущее вдоль ротора, маслоотбойным выступом 18 отбрасывается внутрь корпуса подшипника, а масляные брызги и пыль попадают в ловушку 16, соединенную (так же, как и отдельные секции лабиринтового уплотнения) с внутренним пространством корпуса подшипника, где специальным эксгаустером поддерживается небольшое разрежение. Для исключения попадания пара из концевое уплотнения турбины в корпус подшипника устанавливаются паротбойные кольца 17. Экраны 2 уменьшают тепловой поток от изоляции горячего корпуса турбины на корпус подшипника.

На крышке корпуса подшипника установлена аварийная емкость 11, из которой масло по дозирующей трубке 10 подается при авариях и неполадках в системе маслоснабжения.

В корпусах подшипника и цилиндра помещается единый валопровод. Поэтому оси вкладышей под-

шипников и диафрагм должны всегда совпадать. В конструкциях цилиндров со встроенными подшипниками центровка осуществляется перед приваркой нижней части корпуса подшипника к корпусу турбины и после размещения соответствующих прокладок под установочные колодки. В дальнейшем центровка сохраняется при всех режимах. Выносные подшипники должны быть присоединены к корпусу турбины так, чтобы при любых их температурах сохранялась центровка, а их расширение относительно друг друга было свободным. Для этого используется система шпоночных соединений, обеспечивающая совпадение горизонтальной и вертикальной плоскостей корпусов подшипника и турбины.

Внешние корпуса цилиндров, сочленяемых с выносными подшипниками, выполняют с лапами (см., например, рис. 11.15), а корпуса подшипников — с боковыми площадками — стульями 4 (рис. 11.41), на которые опускается и в дальнейшем опирается корпус своими лапами. Высота стульев подбирается так, чтобы совместить горизонтальные

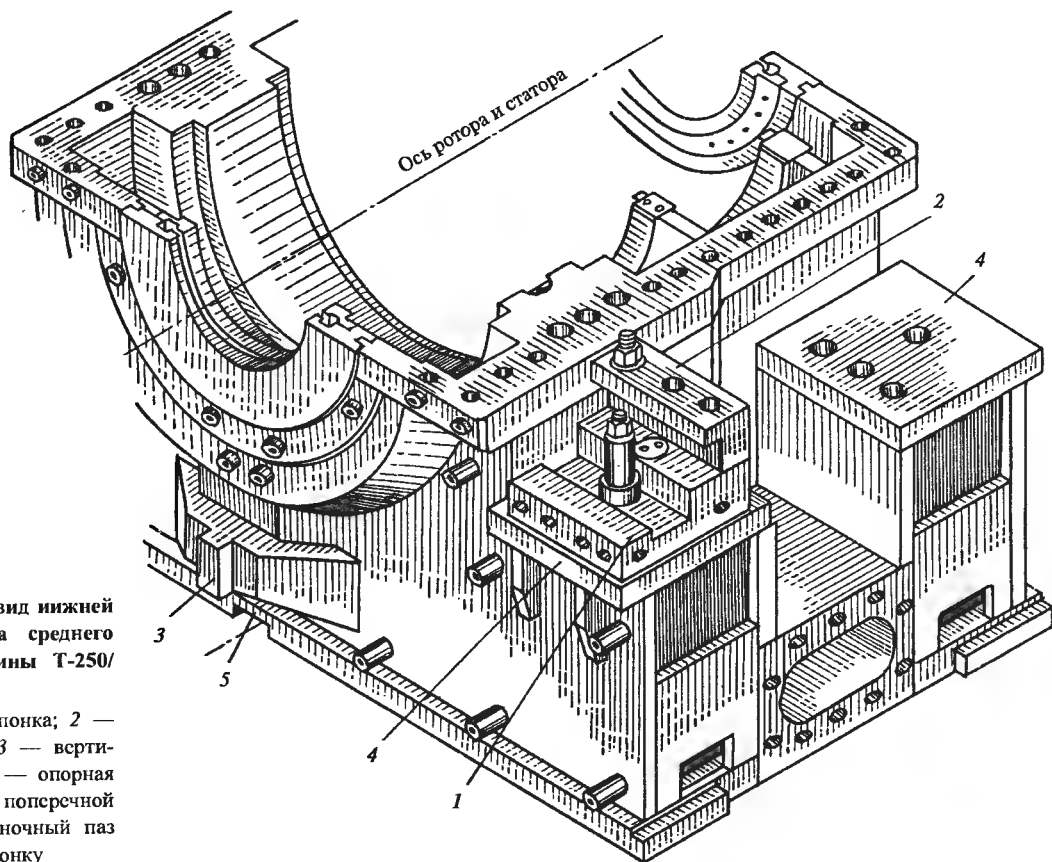


Рис. 11.41. Общий вид нижней половины корпуса среднего подшипника турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ:

1 — поперечная шпонка; 2 — прижимная скоба; 3 — вертикальная шпонка; 4 — опорная площадка для поперечной шпонки; 5 — шпоночный паз под продольную шпонку

плоскости корпусов подшипника и цилиндра, проходящие через их оси, во время работы турбины. Для этого при монтаже допускают умышленную точно рассчитанную расцентровку: оси внешнего корпуса турбины (или его внутреннего корпуса, или обоймы) располагают ниже оси ротора с таким расчетом, чтобы при работе, когда внешний корпус разогрется, обеспечивалась центровка. В частности, на рис. 11.41 видны два из четырех стульев со специальными пластинами, в которых выполнены шпонки 1 и на которые кладутся два соседних корпуса своими лапами. Для исключения отрыва лап корпуса от стульев используют прижимные скобы 2, устанавливаемые по отношению к лапам с небольшим зазором и не препятствующие их поперечному расширению (см. ниже).

Для совмещения вертикальных плоскостей корпусов используют вертикальную шпонку (рис. 11.42), входящую в соответствующий паз 3 на корпусе турбины (см. ниже).

Таким образом, соединение корпусов турбины и подшипника с помощью подвески на стульях и вертикальной шпонки обеспечивает их центровку при любых режимах работы с сохранением свободы тепловых расширений.

Единая вертикальная осевая плоскость всех корпусов подшипников, а также цилиндров, устанавливаемых непосредственно на фундамент, обеспечивается с помощью продольных шпонок, привинчиваемых к фундаментным рамам. Шпоночные пазы 5 (см. рис. 11.41) служат для установки корпусов подшипников на эти шпонки.

На рис. 11.43 показано опирание лап корпуса на стулья подшипника, а на рис. 11.44 — сопряжение лапы и стула подшипника. Необходимое положение горизонтальной плоскости разъема корпуса обеспечивается прокладкой 4 (см. рис. 11.43), по которой скользит лапа в поперечном направлении вдоль шпоночного соединения *а*. Основным элементом соединения является поперечная шпонка, входящая в шпоночный паз на лапе корпуса. Тепловые

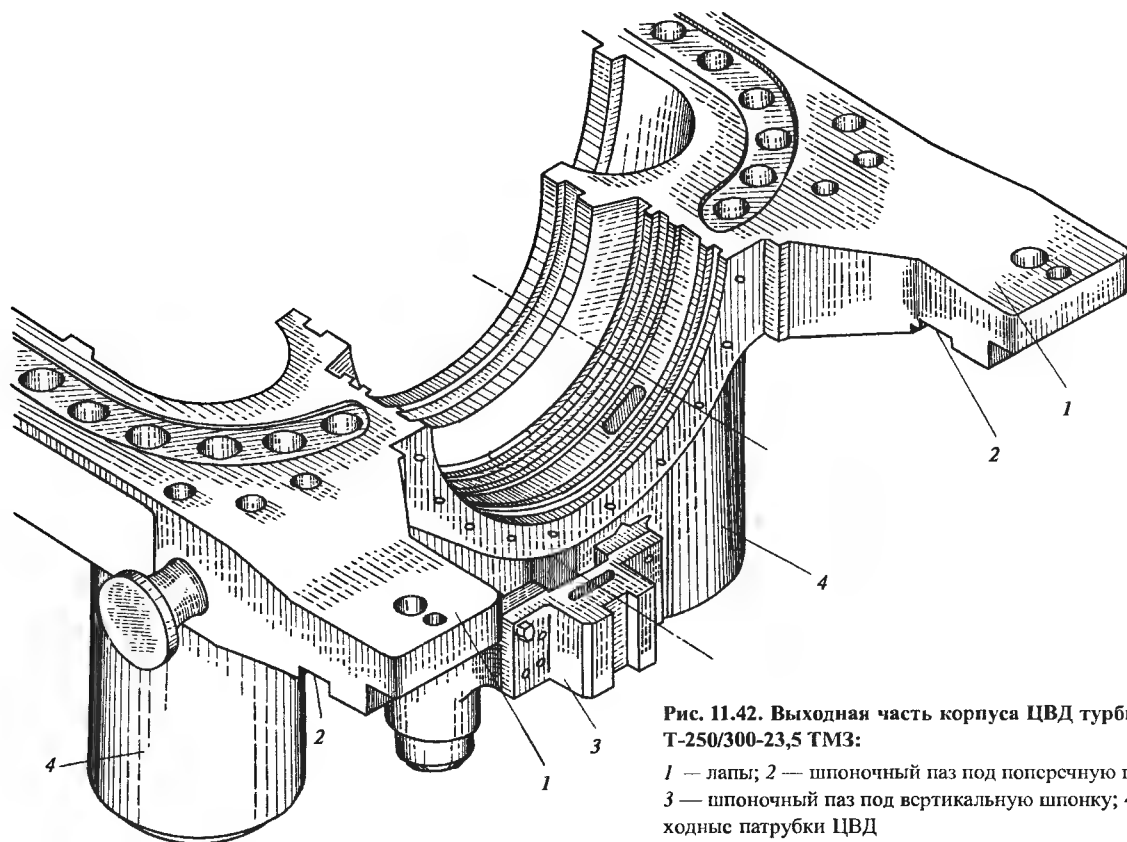


Рис. 11.42. Выходная часть корпуса ЦВД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ:

1 — лапы; 2 — шпоночный паз под поперечную шпонку; 3 — шпоночный паз под вертикальную шпонку; 4 — выходные патрубки ЦВД

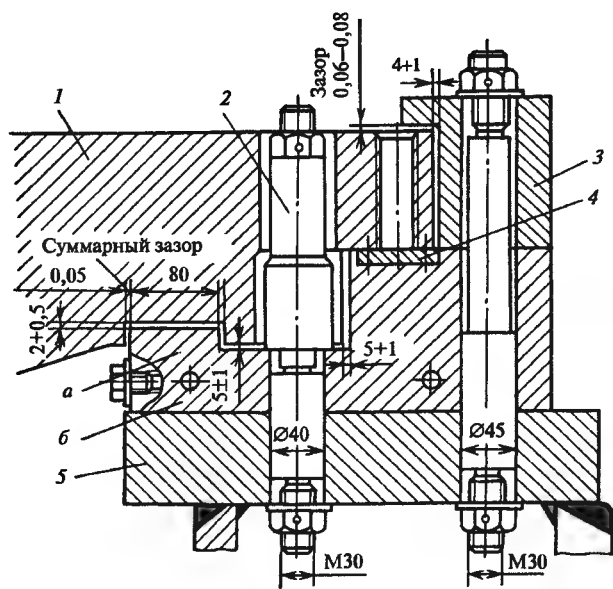


Рис. 11.43. Узел сопряжения лапы и корпуса подшипника в турбине Т-250/300-23,5 ТМЗ:

1 — фланец; 2 — специальный болт; 3 — прижимная скоба; 4 — прокладка; 5 — опорная пластина; 6 — пластина со шпонкой

зазоры, равные 0,04—0,08 мм (в данном случае 0,05 мм), в шпоночном соединении не препятствуют поперечному (по отношению к вертикальной плоскости) смещению лап относительно ступень подшипника.

Прижимная скоба препятствует отрыву лапы от плоскости опирания. Он может произойти под действием сил от некомпенсированных тепловых расширений паропроводов, присоединенных к корпусу турбины, или от реактивного крутящего момента, приложенного к корпусу турбины через сопловые лопатки, диафрагмы и обоймы. Вместе с тем зазор не препятствует расширению лапы вдоль поперечной шпонки, так как между скобой и лапой тепловой зазор составляет 0,06—0,08 мм.

Рассмотренная конструкция соединения корпусов подшипника и турбины, вообще говоря, не обеспечивает строгой центровки при всех режимах работы. Связано это с тем, что плоскость опирания

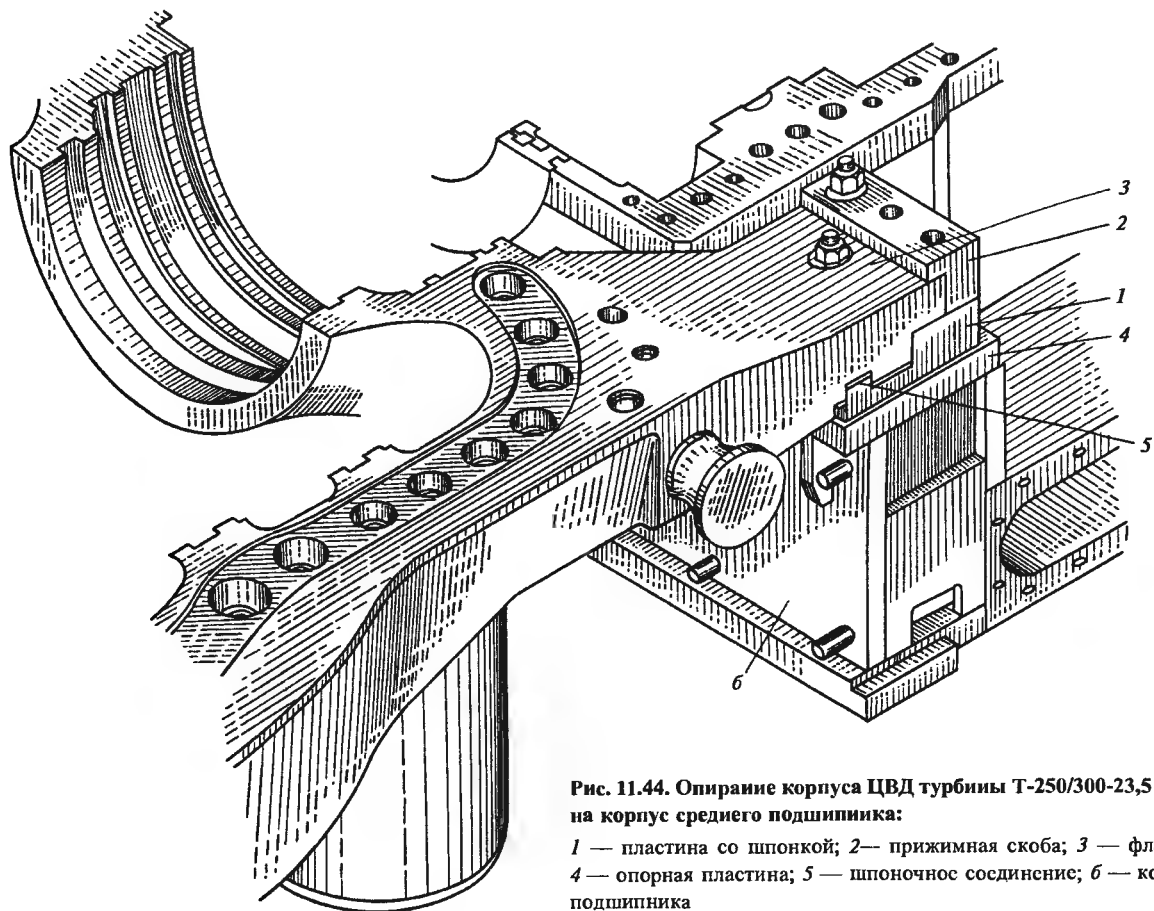


Рис. 11.44. Опирание корпуса ЦВД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ на корпус среднего подшипника:

1 — пластина со шпонкой; 2 — прижимная скоба; 3 — фланец; 4 — опорная пластина; 5 — шпоночносоединение; 6 — корпус подшипника

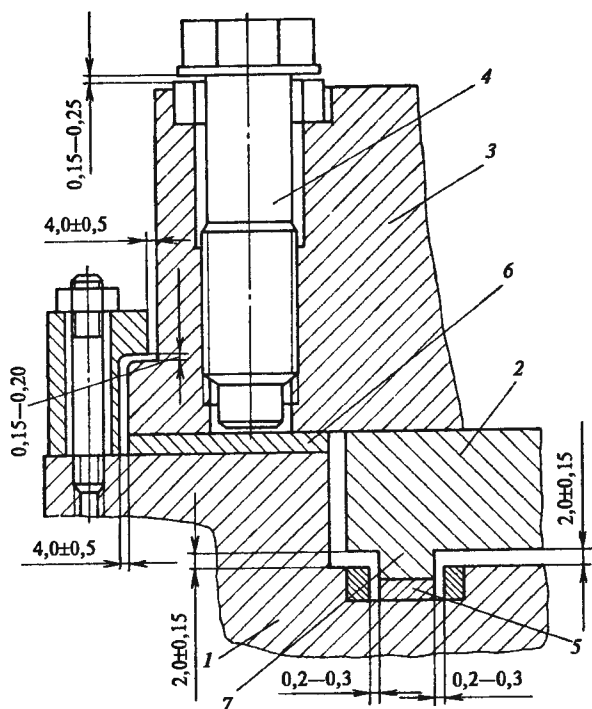


Рис. 11.45. Опираие корпусов ЦВД турбин ХТЗ на корпус подшипника

нижней половины корпуса турбины находится на некотором расстоянии от плоскости разъема. Поэтому если при каком-либо режиме, например при номинальном, специально введенная монтажная расцентровка (см. выше) обеспечивает совпадение плоскости разъема с осью ротора, то при другом режиме, когда температура поперечной шпонки или лапы будет другой, центровка нарушится из-за различных вертикальных температурных перемещений шпонки и лапы. Такого недостатка не имеет конструкция, в которой корпус турбины подвешивается лапами на корпус подшипника строго на уровне разъема. При этом лапы выполняются на продолжении фланцев крышки корпуса (рис. 11.45). Лапа 3 корпуса через подгоночную прокладку 6 подвешивается на стул 1 корпуса подшипника, обеспечивая совпадение их горизонтальных плоскостей при любых режимах. Лапа 2 нижней половины корпуса используется, во-первых, для размещения поперечной шпонки 7 и, во-вторых, для монтажа, когда нижняя половина корпуса укладывается на стулья подшипника на монтажные прокладки 5. После сборки и закрытия цилиндра весь корпус поднимается с помо-

щью домкратных болтов 4, монтажная прокладка извлекается, и корпус опускается на стулья.

На рис. 11.41 и 11.42 соответственно видны шпонка и шпоночный паз для совмещения вертикальных плоскостей корпусов подшипников и турбины. К торцевым поверхностям стульев подшипника крепится поперечная шпонка. К корпусу турбины строго в ее вертикальной плоскости крепится шпоночный паз. Шпонка входит в паз с тепловым зазором. Поэтому более горячий корпус турбины свободно расширяется вниз относительно корпуса подшипника, установленного на фундаментной раме.

Приставные корпуса подшипников — это корпуса, которые устанавливаются на фундамент так же, как и выносные опоры, а затем жестко прикрепляются к корпусу турбины сваркой или болтовым соединением. Используются приставные опоры для роторов ЦНД, в которых нет большой разницы в тепловых расширениях корпусов турбины и подшипника. Опираие корпуса подшипника на фундамент позволяет увеличить жесткость опоры по сравнению со встроенными подшипниками. Пример конструкции с приставной опорой показан на рис. 11.46.

11.1.4. Установка турбоагрегата на фундаменте

Турбоагрегат, в общем случае состоящий из многоцилиндровой турбины и электрического генератора, устанавливают на специальное строение, называемое фундаментом. Фундамент должен обеспечить при всех режимах работы такое положение корпусов подшипников и цилиндров турбины, при котором не возникает интенсивной вибрации. Кроме того, он помогает компактно разместить все основное и вспомогательное оборудование турбоустановки и сократить затраты на строительство здания электростанции.

Типичный фундамент так называемой рамной конструкции показан на рис. 11.47. Он состоит из верхней и нижней фундаментных плит, связанных вертикальными колоннами. Верхняя фундаментная плита образована продольными и поперечными балками. Последние часто называют ригелями. Нижняя фундаментная плита, часто достигающая толщины 2—3 м, кладется на специально подготовленное грунтовое основание. Она должна исключить деформацию фундамента при его неравномерной осадке на грунте.

Вид А

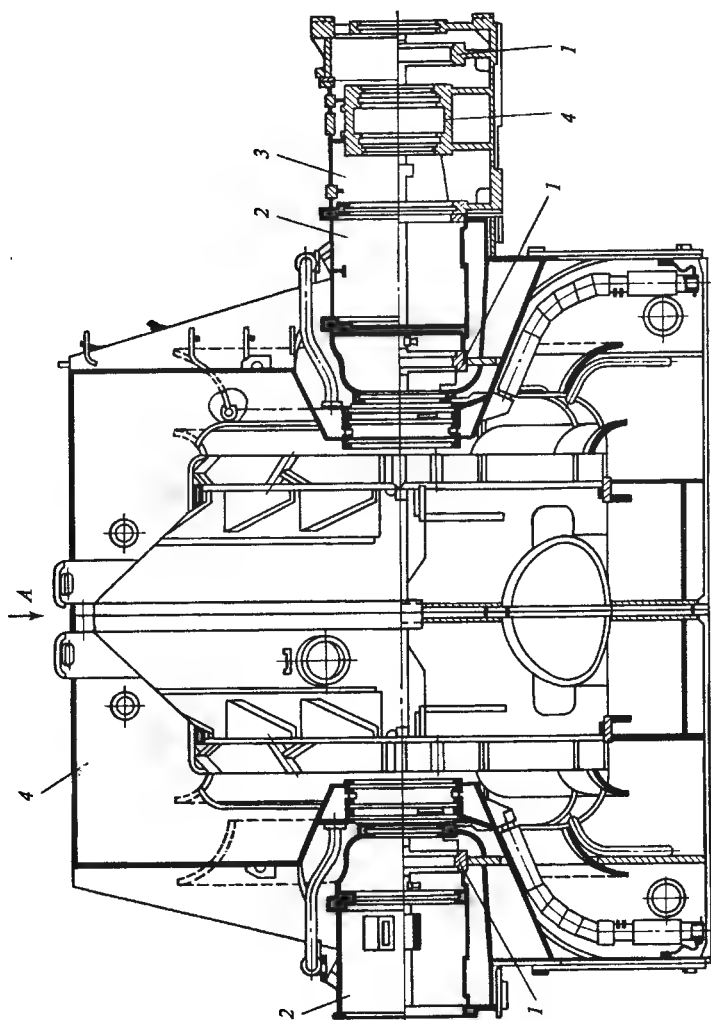
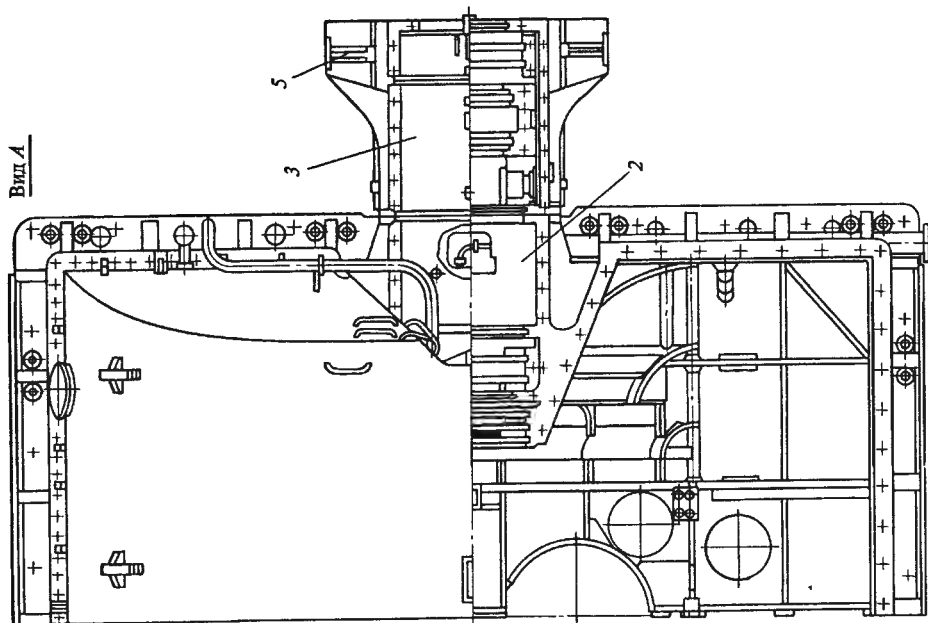


Рис. 11.46. Корпус ЦНД турбины К-500-5/50 с приставной опорой упорного подшипника:

1 — опоры вкладыша опорного подшипника; 2 — корпус приставного подшипника; 3 — корпус вкладыша упорного подшипника; 4 — опора вкладыша упорного подшипника; 5 — шпоночные пазы под лапы корпуса ЦВД

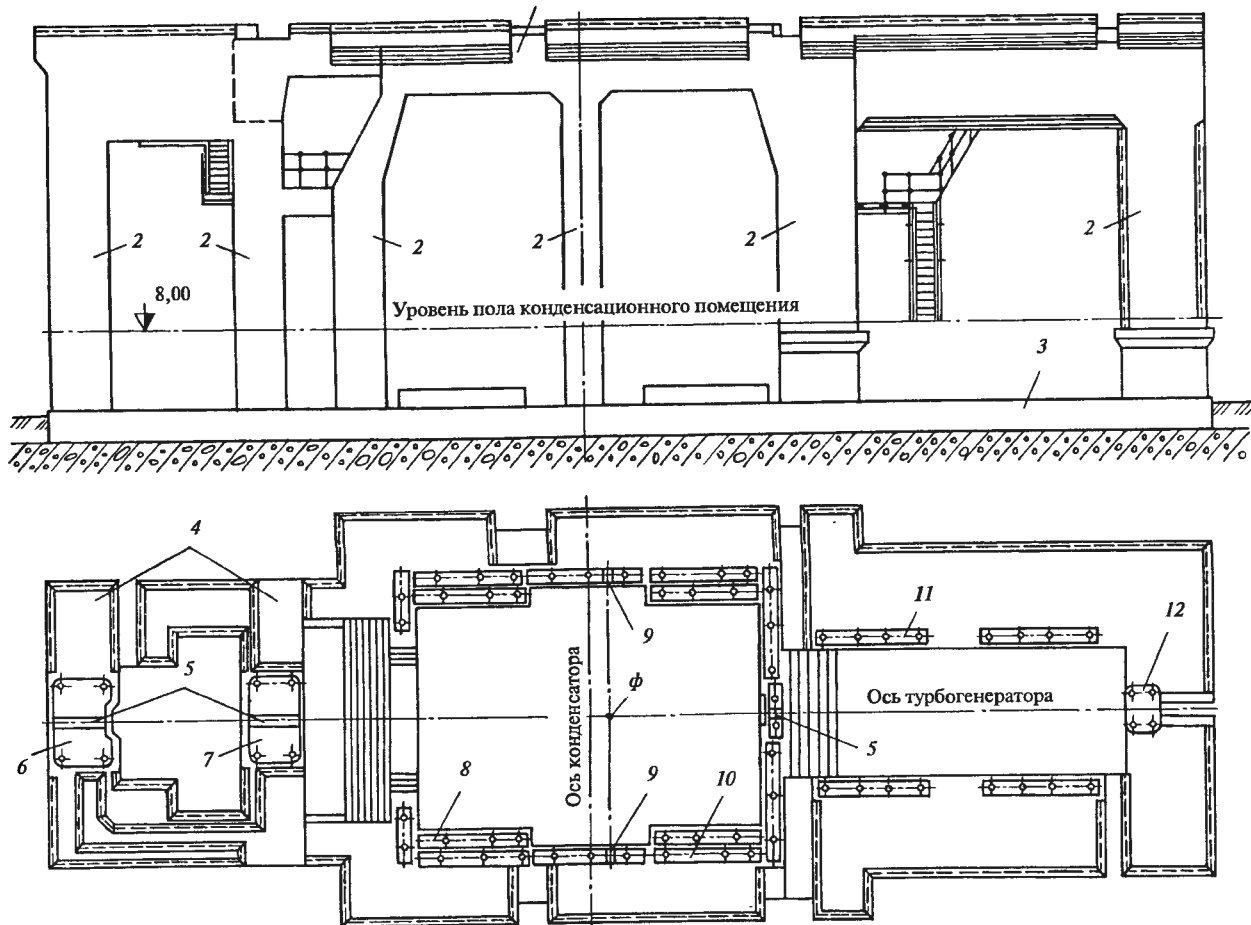


Рис. 11.47. Фундамент турбоагрегата:

1 — верхняя фундаментная плита; 2 — колонны; 3 — нижняя фундаментная плита; 4 — ригели; 5 — пазы под продольные шпонки; 6, 7 — фундаментные рамы под корпуса переднего и среднего подшипников; 8, 10, 11 — фундаментные рамы опор соответственно конденсатора, ЦНД и генератора; 9 — пазы под поперечные шпонки; 12 — фундаментная рама аппарата щеткодержателей; ϕ — фикс-сункт турбины

На фундамент действуют значительные нагрузки от веса оборудования, установленного на нем, от сил трения, вызванных расширением турбины по фундаментным рамам, и от вибрации. При достаточной жесткости всех элементов фундамента верхняя плита не будет деформироваться, исключая неодинаковость смещений опор турбоагрегата и появления вибрации, и привести к быстрому износу подшипников и уплотнений.

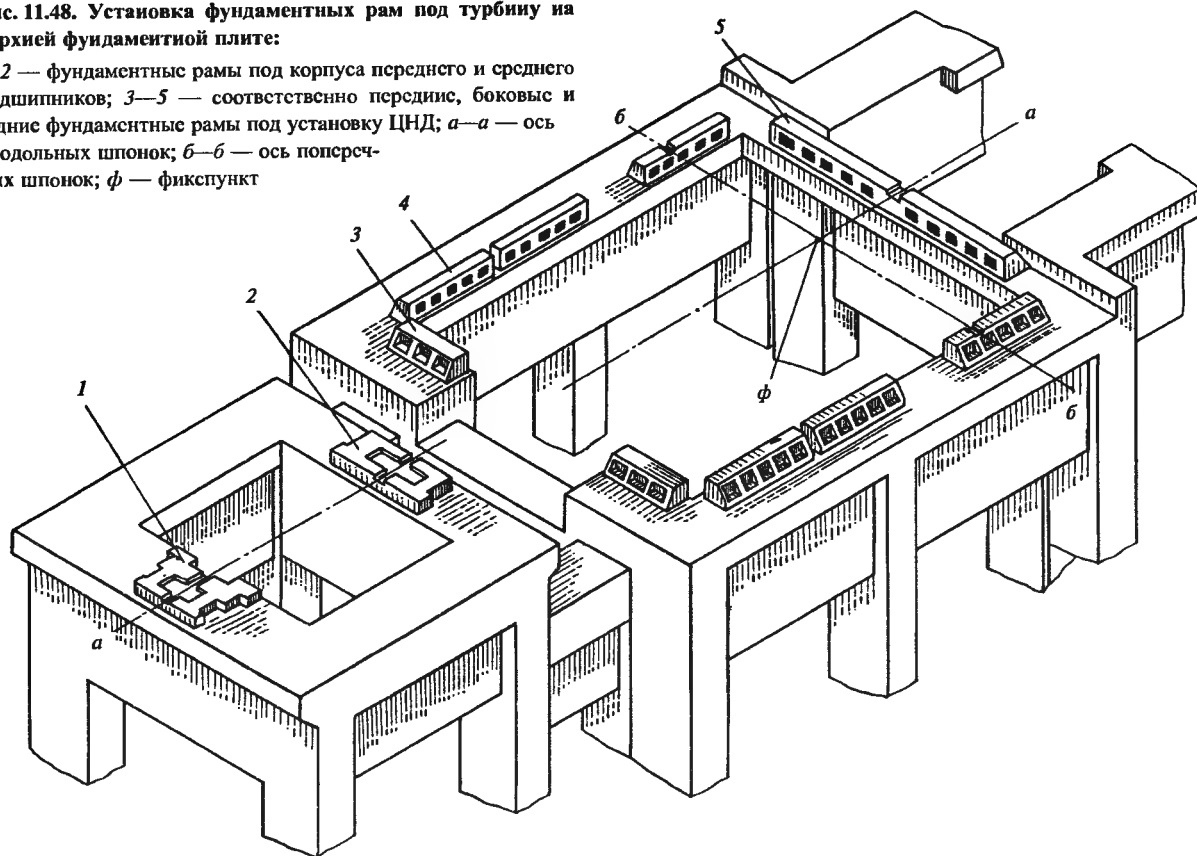
Пространство между верхней и нижней фундаментными плитами называется конденсационным. Оно используется для размещения конденсатора, сетевых подогревателей, масляного бака и масляных насосов, конденсатных насосов и другого вспомогательного оборудования.

Турбоагрегат устанавливается на фундаментные рамы, которые с помощью подливки бетоном и специальных фундаментных болтов закрепляются в верхней фундаментной плите.

На рис. 11.48 изображена верхняя фундаментная плита с установленными на ней фундаментными рамами. Передний и средний подшипники турбоагрегата выносные, поэтому они помещаются на отдельные мощные фундаментные рамы, заливаемые в ригели. ЦНД имеет встроенные подшипники, поэтому эти цилиндры устанавливаются на опорный пояс из многочисленных узких фундаментных рам. На аналогичные рамы помещают и корпуса генератора и возбуждителя. Все фундаментные рамы закрепляют в верхней фундаментной

Рис. 11.48. Установка фундаментных рам под турбину на верхней фундаментиной плите:

1, 2 — фундаментные рамы под корпуса переднего и среднего подшипников; 3—5 — соответственно передние, боковые и задние фундаментные рамы под установку ЦВД; а—а — ось продольных шпонок; б—б — ось поперечных шпонок; ф — фиксипункт



плите таким образом, чтобы их верхние поверхности лежали в одной плоскости.

Способ установки отдельных цилиндров зависит от условий их работы.

Для одноцилиндровых турбин с противодавлением и ЦВД многоцилиндровых турбин характерны высокие температуры как в области паровпуска, так и на выходе. Для типичных ЦВД температура пара, поступающего в цилиндр, составляет 500—510 °С, а на выходе из него равна 300—360 °С. Эти температуры достаточно велики по сравнению с температурой корпусов подшипников, температура масла на выходе из которых обычно не превышает 60—65 °С. Поэтому подшипники ЦВД должны быть выносной конструкции, а их соединение с корпусом турбины должно обеспечивать центровку и свободу тепловых расширений.

На рис. 11.49 показано опирание на фундамент одноцилиндровой турбины с противодавлением. Корпус турбины лапами подвешивается на ступля выносных подшипников так, как описано выше, и центрируется по отношению к ним вертикальными шпонками. Под корпусами подшипников в вертикальной плоскости установлены продольные шпон-

ки, вдоль которых они могут перемещаться при тепловых расширениях.

Корпуса подшипников скользят по фундаментным рамам вдоль продольных шпонок только при малых силах трения между поверхностями фундаментных рам и опорными поверхностями корпусов подшипников и при отсутствии в шпонках перекося. В противном случае возникает явление «опрокидывания» корпуса подшипника (рис. 11.50). Например, при снижении мощности турбины температура пара в ней уменьшается, ее корпус сокращается и от лапы 1 к шпонке 2 прикладывается усилие R . Под его действием корпус может повернуться около точки B с появлением зазора a . При этом будут возникать перекося вкладыша относительно шейки вала и его износ. Для исключения «опрокидывания» корпуса подшипника его основание выполняют с фланцами 3, за которые он удерживается с помощью прижимных скоб 4, прикрепляемых к фундаментной раме 5.

Прижимные скобы (рис. 11.51) устанавливают по отношению к фланцу с тепловым зазором 0,04—0,08 мм, не препятствующим свободному продоль-

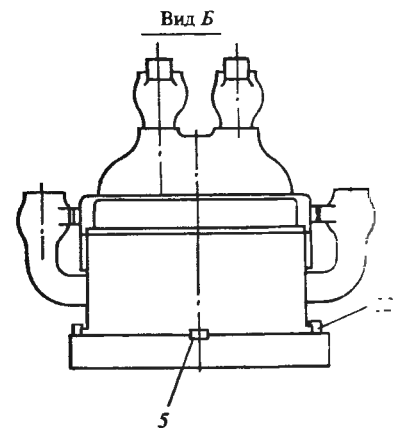
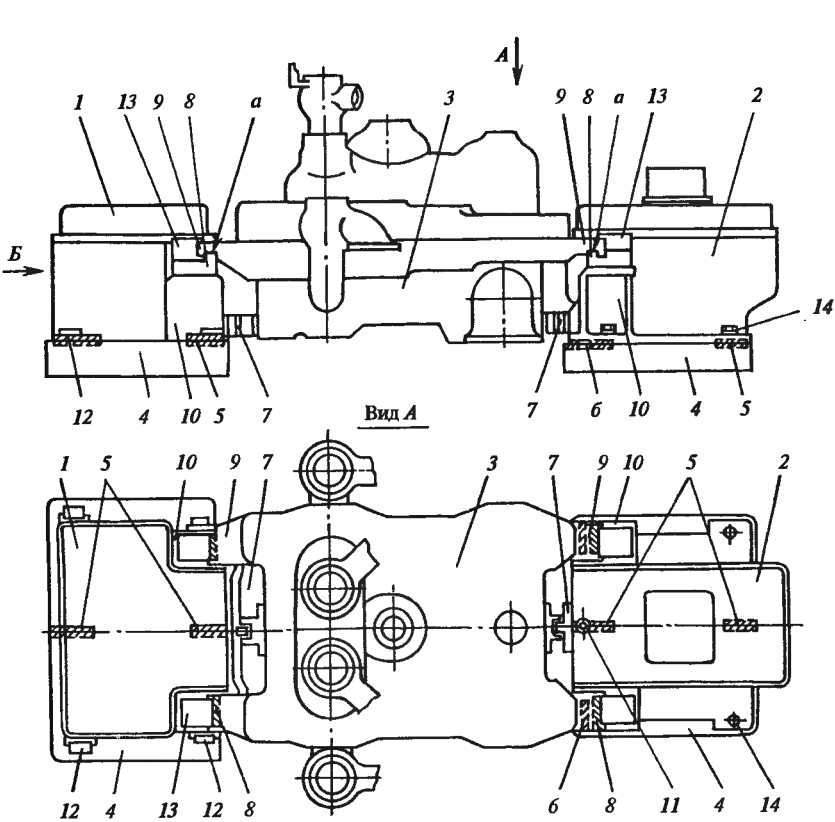


Рис. 11.49. Опираие на фундамент одноцилиндровой паровой турбины:

1, 2 — корпуса переднего и заднего подшипников; 3 — корпус цилиндра; 4 — фундаментные рамы; 5 — продольные шпонки; 6 — поперечная шпонка на фундаментных рамах; 7 — вертикальные шпонки; 8 — поперечные шпонки лап корпуса; 9 — лапы корпуса цилиндра; 10 — стул корпуса подшипника; 11 — фиксипункт; 12 — прижимные скобы корпуса подшипника; 13 — прижимные скобы лап; 14 — дистанционный болт; а — опорная плоскость лап

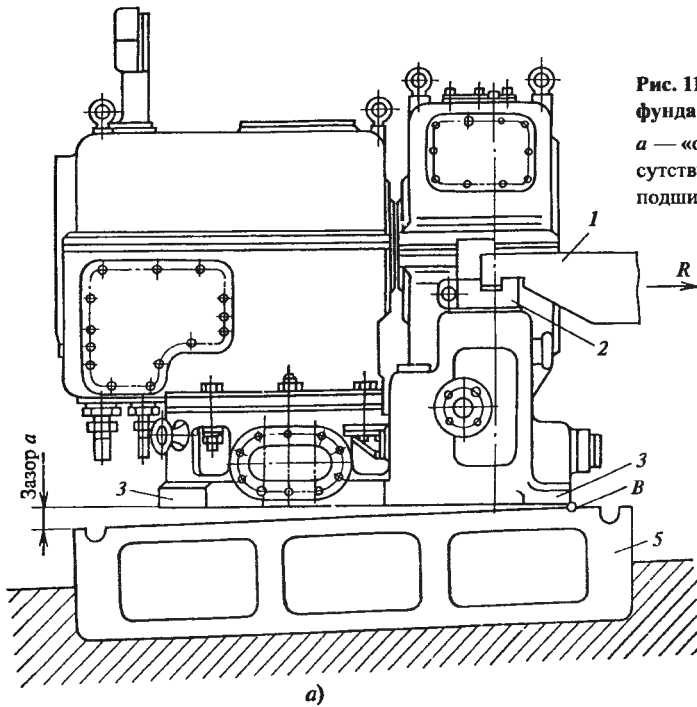
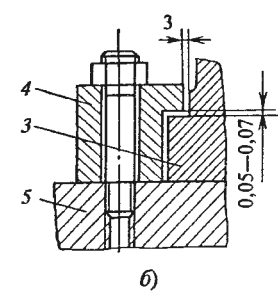


Рис. 11.50. Крепление корпуса подшипника к фундаментной раме:

а — «опрокидывание» корпуса подшипника при отсутствии прижимных скоб; б — крепление корпуса подшипника прижимными скобами



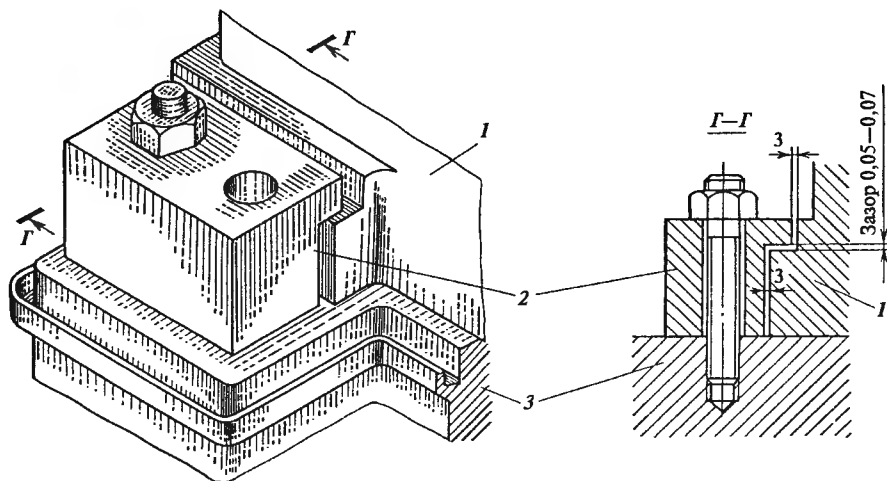


Рис. 11.51. Установка прижимной скобы:

1 — корпус подшипника; 2 — прижимная скоба; 3 — фундаментная рама

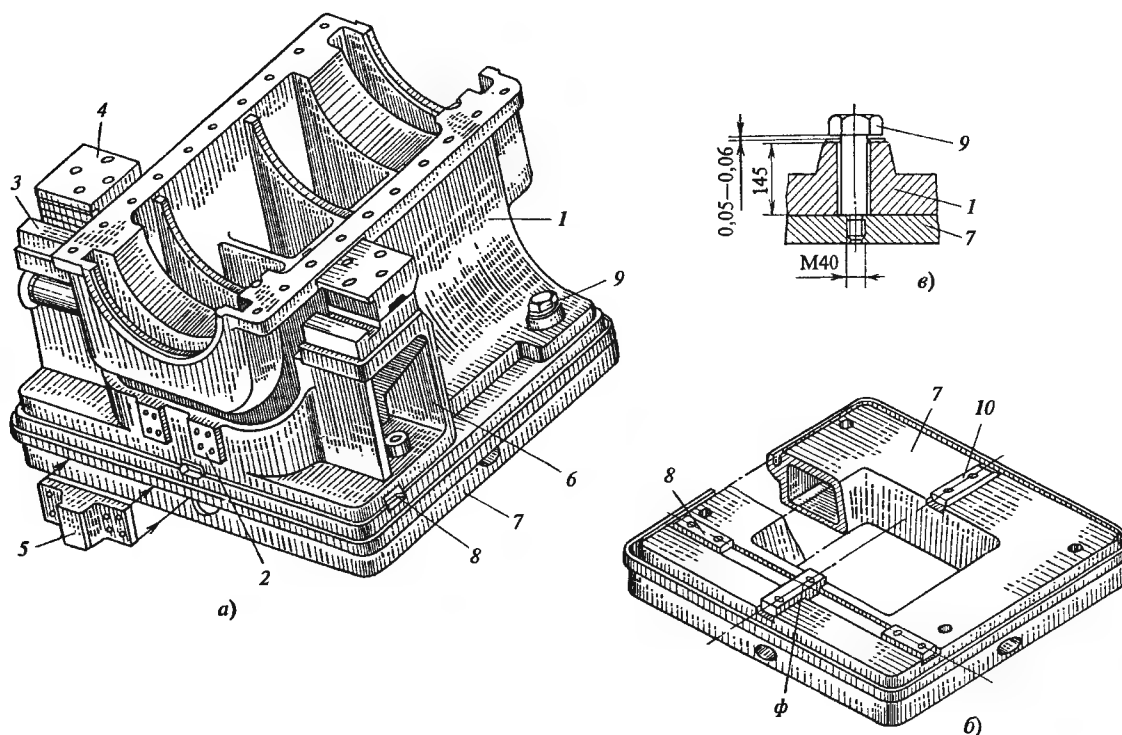


Рис. 11.52. Опираие корпуса заднего подшипника на фундаментную раму:

а — общий вид; б — фундаментная рама; в — дистанционный болт; 1 — корпус подшипника; 2 — приливы для крепления вертикальной шпонки; 3 — поперечные шпонки лап; 4 — прижимная скоба лапы; 5 — вертикальная шпонка; 6 — стул корпуса подшипника; 7 — фундаментная рама; 8 — поперечная шпонка; 9 — дистанционный болт; 10 — продольная шпонка; ϕ — фиксупункт

ному перемещению корпуса подшипника, но не допускающим отрыва его от фундаментных рам.

Поскольку при нагреве корпуса турбины сила R будет приложена в противоположную сторону и зазор может возникать в точке B , корпус подшипника

снабжается четырьмя прижимными скобами, расположенными по его сторонам.

На рис. 11.52 показано опирание корпуса заднего подшипника на фундаментную раму. Оно имеет две особенности.

Первая из них состоит в том, что на задней фундаментной раме установлены две поперечные шпонки 8, фиксирующие вертикальную плоскость турбины, которая не перемещается при ее тепловых расширениях. Пересечение этой плоскости с осью продольных шпонок образует фикс-пункт — неподвижную точку, от которой происходит свободное тепловое расширение всей турбины, включая скольжение корпуса переднего подшипника по фундаментной раме.

Вторая особенность связана с использованием вместо прижимных скоб (рис. 11.52) так называемых дистанционных болтов, устанавливаемых по отношению к корпусу подшипника с зазором 0,05—0,06 мм. Дистанционный болт предотвращает «опрокидывание», но не мешает свободному тепловому расширению корпуса подшипника от фикс-пункта.

Для работы ЧНД и двухпоточных ЦНД мощных турбин характерны низкие температуры, поэтому корпуса их подшипников выполняют встроенными. При этом на фундаментные рамы устанавливается сам корпус ЦНД. Для этого несколько ниже горизонтального разреза по периметру выходной части

выполняют опорный пояс (рис. 11.53), которым корпус опирается на узкие фундаментные рамы, показанные на рис. 11.48.

Современный турбоагрегат представляет собой сложную конструкцию, состоящую из четырех-пяти цилиндров и генератора с единым валопроводом. Радиальные зазоры в турбине составляют 0,5—1,5 мм, осевые — 2—7 мм. При монтаже турбины установить даже меньшие зазоры не представляет особого труда. Однако должны быть исключены задевания при любых режимах работы, когда температура корпусов цилиндров и подшипников будет существенно отличаться от их температуры при монтаже. Для этого весь турбоагрегат устанавливается на фундамент так, чтобы обеспечивалось его свободное, но вполне определенное тепловое расширение с помощью направляющих шпонок.

Поясним опирание турбины на фундамент на примере самой сложной теплофикационной турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ (рис. 11.54). Турбоагрегат состоит из ЦВД, двух ЦСД и ЦНД. Цилиндр высокого давления, первый цилиндр среднего давления

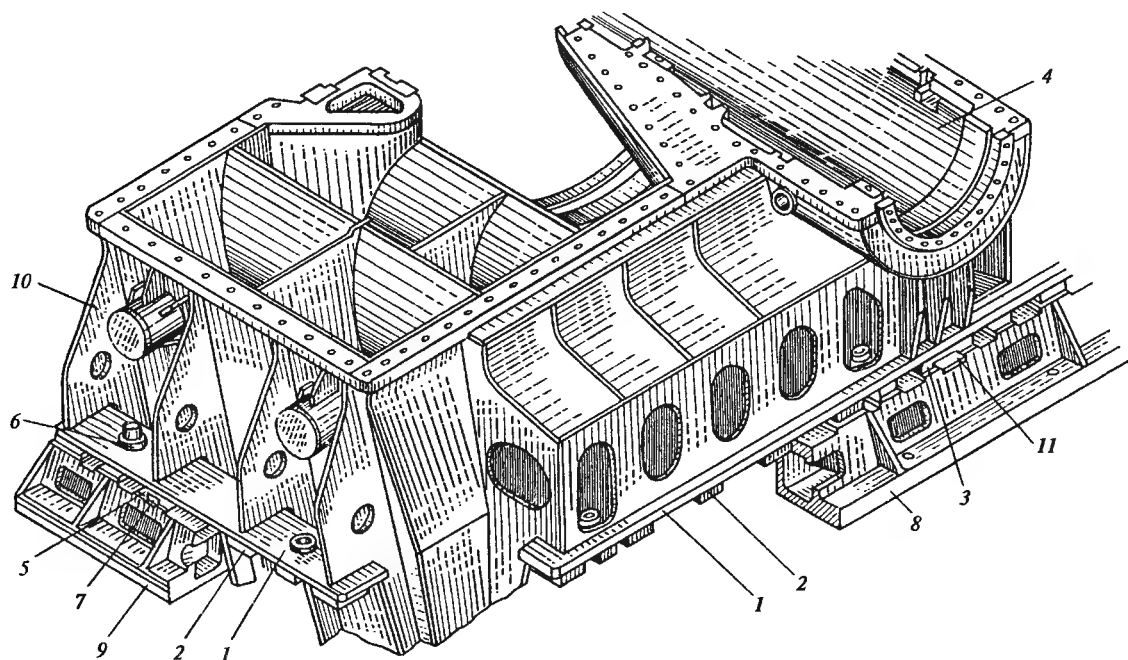


Рис. 11.53. Опирание ЦНД на фундаментные рамы (показан только один из выходных патрубков):

1 — опорный пояс; 2 — подушка опорная; 3 — центральная подушка с направляющим пазом под продольную шпонку; 4 — встроенный корпус подшипника; 5 — боковая подушка с направляющим пазом под поперечную шпонку; 6 — дистанционный болт; 7 — поперечная шпонка; 8, 9 — поперечная и продольная фундаментные рамы; 10 — ребро жесткости; 11 — продольная шпонка

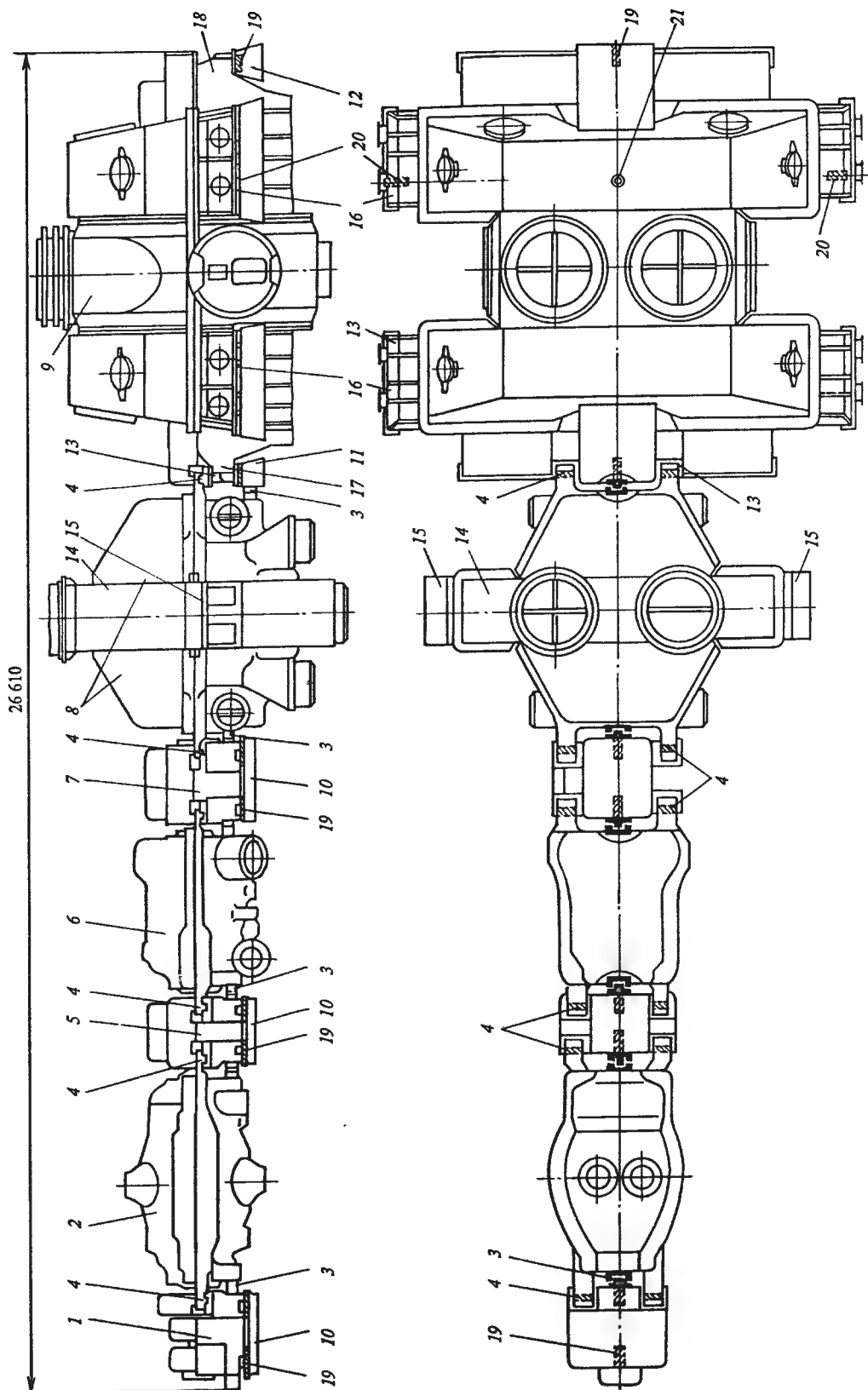


Рис. 11.54. Опиране на фундамент турбини Т-250/300-23,5 ТМЗ:

1 — корпус переднего подшипника; 2 — ЦВД; 3 — вертикальные шпонки; 4 — поперечные шпонки лаг; 5 — корпус опорно-упорного подшипника; 6 — ЦСД-1; 7 — корпус подшипника; 8 — ЦСД-2; 9 — ЦНД; 10 — 12 — стул передней опоры ЦНД; 13 — фундаментные рамы; 14 — средняя часть корпуса ЦСД-2; 15 — боковая опорная лапа ЦСД-2; 16 — 18 — опоры ЦНД; 19 — продольные шпонки; 20 — поперечные шпонки турбины; 21 — фиксатор

(ЦСД-1) и левая сторона второго цилиндра среднего давления (ЦСД-2) опираются на выносные подшипники. ЦНД имеет встроенные подшипники, причем к корпусу первого из них приварены горизонтальные площадки, на которые уложен своими лапами ЦСД-2.

В вертикальных плоскостях всех корпусов цилиндров и подшипников между ними и фундаментными рамами установлены продольные шпонки, вдоль которых может перемещаться турбоагрегат. Для того чтобы он не перемещался вдоль продольных шпонок произвольным образом под действием вибрации или теплового расширения присоединенных трубопроводов, на фундаментных рамах устанавливаются поперечные шпонки. Пересечение горизонтальной плоскости фундаментных рам, вертикальных плоскостей турбоагрегата и осей поперечных шпонок образует фиксупункт. При этом осевые усилия с цилиндра на цилиндр передаются через поперечные шпонки лап.

На приведенном выше рисунке (см. рис. 11.48) показаны пазы под продольные и поперечные шпонки и фиксупункт турбины. Принципиально фиксупункт может находиться в любом месте опирания турбины на фундаментные рамы. Чаще всего его располагают в районе выходных патрубков ЦНД. В турбинах с конденсацией пара это позволяет избежать значительных перемещений конденсатора, масса которого с водой может быть больше массы турбины, а в турбинах с противодавлением — перемещений трудно деформируемых паропроводов большого диаметра. При этом, однако, на корпусах ЦВД и ЦСД могут возникать усилия от некомпенсированных тепловых расширений паропроводов свежего пара и пара промежуточного перегрева. Поэтому выбор расположения фиксупунктов и их числа осуществляется с учетом этих факторов.

11.1.5. Валоповоротные устройства

Валоповоротные устройства (ВПУ) служат для медленного вращения валопровода турбины, при котором исключаются его изгиб из-за появления температурной неравномерности по сечению, возникновение вибрации и задеваний вращающихся деталей о неподвижные. Необходимость в работе валоповоротного устройства возникает при пуске и останове.

При пуске турбины с конденсацией для создания внутри нее и в конденсаторе разрежения на концевые уплотнения подается пар и осуществляется отсос воздуха. Если уплотняющий пар подать в турбину с неподвижным ротором, то температура его поверхности по окружности станет различной. Соответствующим образом будет изменяться температурное удлинение его отдельных продольных волокон, и в результате ротор изогнется. Это может привести к вибрации, выборке радиальных зазоров и задеваниям с тяжелой аварией.

Ситуация осложнится еще больше при останове турбины. Остановленный горячий ротор снизу будет остывать быстрее, чем сверху, и в результате также возникнет изгиб ротора.

Для исключения этих явлений используется валоповоротное устройство, представляющее собой электродвигатель мощностью в несколько десятков киловатт и понижающий редуктор, приводящий ротор с частотой вращения 4—30 мин⁻¹. Все валоповоротные устройства выполняют полуавтоматическими: включаются они машинистом, а выключаются автоматически при достижении турбиной частоты вращения большей, чем частота вращения валоповоротного устройства.

На рис. 11.55 показано валоповоротное устройство, применяемое на турбинах ТМЗ. Аналогичная конструкция используется и на турбинах ЛМЗ. Вал турбины приводится во вращение электродвигателем 5 последовательно через червяк 7, червячное колесо 8, вал 3 и шестерни 4 и 2 с косыми зубьями. Шестерня 2 напрессована на полумуфту 1, что и обеспечивает вращение вала паровой турбины.

Шестерня 4 может перемещаться по валу 3 по винтовой нарезке. В крайнем правом положении она находится в зацеплении с шестерней 2, обеспечивая вращение валопровода турбины. В крайнем левом положении, показанном на рис. 11.55 тонкими линиями, шестерни 4 и 2 расцеплены, и валопровод турбины не вращается даже при работающем электродвигателе 5.

Для включения валоповоротного устройства освобождают специальную защелку, удерживающую шестерню 4 в крайнем левом положении, и, поворачивая рычагом 9 вал 10, с помощью вилки 11 подают шестерню 4 вправо по винтовой нарезке, вращая одновременно червяк 7 маховиком 6. При этом шес-

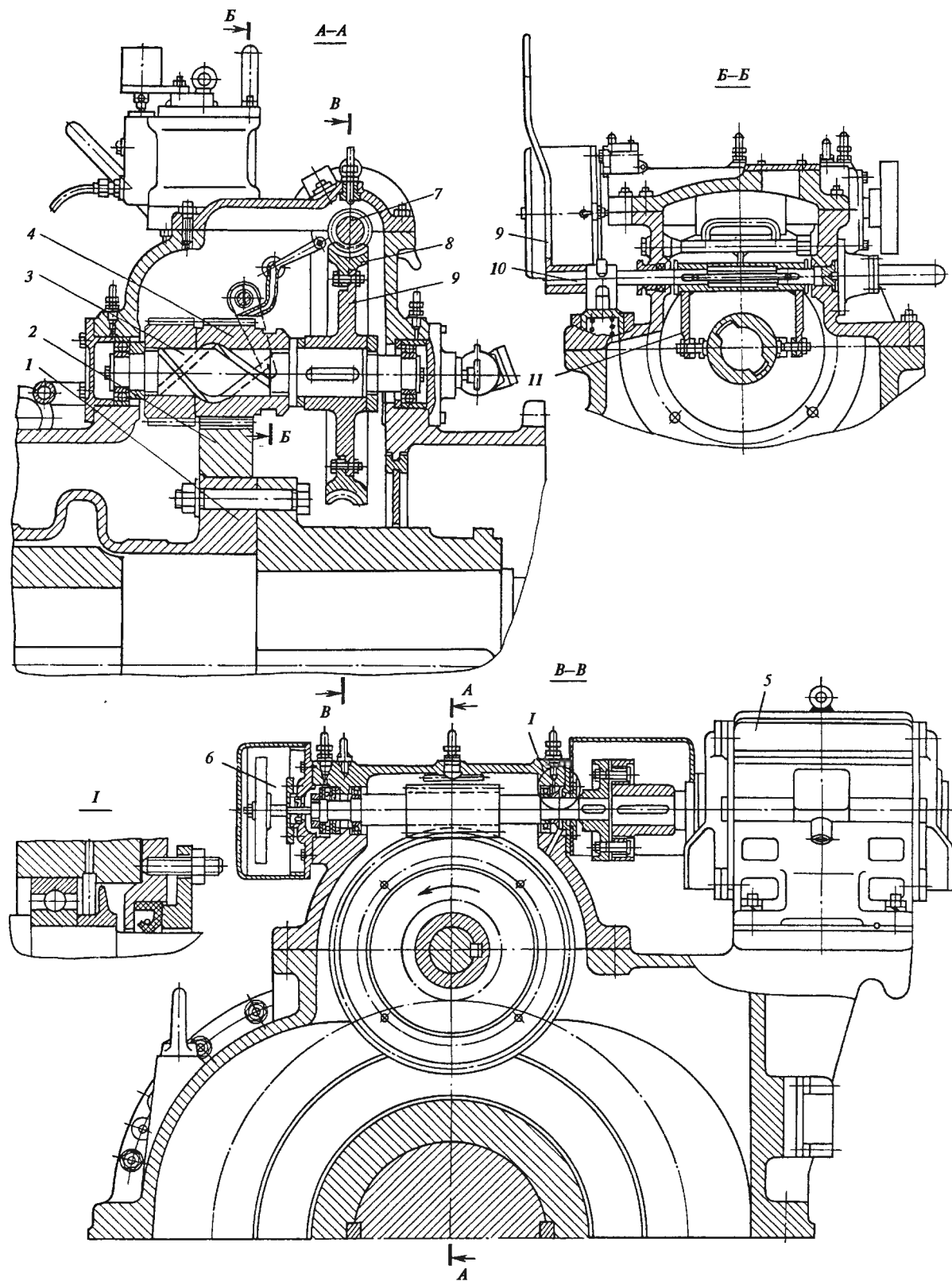


Рис. 11.55. Влагоповоротное устройство турбин ТМЗ

терня 4 будет перемещаться вправо, входя в зацепление с шестерней 2. При полном зацеплении (в крайнем правом положении) рычаг 9 нажмет на концевой выключатель и включит электродвигатель 5, который начнет вращать валопровод турбины. В дальнейшем зацепление шестерен будет обеспечиваться до тех пор, пока электродвигатель будет вращать валопровод турбины, так как осевое усилие, действующее на косые зубья шестерни 4, будет направлено слева направо.

При подаче пара в турбину ее валопровод начинает вращаться за счет энергии расширяющегося пара. При превышении турбиной частоты вращения, обеспечиваемой валоповоротным устройством, осевое усилие на шестерне 4 изменяет направление и она автоматически перемещается в крайнее левое положение, выводя из работы валоповоротное устройство.

11.2. КОНСТРУКЦИИ МОЩНЫХ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТУРБИН ДЛЯ ТЭС

Турбина К-215-12,8 ЛМЗ. Турбина К-215-12,8 мощностью 215 МВт сконструирована на начальные параметры пара 12,8 МПа и 540 °С с промежуточным его перегревом до 540 °С. Давление в конденсаторе составляет 4 кПа, частота вращения — 50 с⁻¹.

От котла по двум паропроводам пар подводится к двум стопорным клапанам. Пройдя стопорные клапаны, он поступает к четырем регулирующим клапанам. Турбина имеет сопловое парораспределение: каждый из регулирующих клапанов подает пар к одной из сопловых коробок, вваренных в корпус (см. рис. 11.12). Сопловые сегменты регулирующей ступени установлены в сопловых коробках. Пройдя регулирующую и 11 промежуточных ступеней (рис. 11.56), пар по двум паропроводам направляется в промежуточный перегреватель котла, откуда с параметрами 2,34 МПа и 540 °С поступает к двум блокам стопорных клапанов ЦСД. Пройдя эти клапаны, пар по четырем перепускным трубам поступает к четырем регулирующим клапанам ЦСД, работа которых отличается от работы регулирующих клапанов ЦВД: клапаны ЦСД регулируют расход пара через ЦСД только до нагрузки в 30 %. Их работа особенно важна при резких сбросах нагрузки с отключением электрического генератора от сети,

когда без них невозможно удерживать турбину на холостом ходу. При больших нагрузках регулирующие клапаны ЦСД практически полностью открыты и в регулировании мощности ЦСД не участвуют.

После регулирующих клапанов пар поступает в паровую коробку ЦСД и затем проходит 11 ступеней. С параметрами 0,16 МПа и 235 °С он из ЦСД по двум ресиверным трубам диаметром 1,52 м направляется в двухпоточный ЦНД. Каждый поток ЦНД состоит из четырех ступеней.

Характерной особенностью проточной части ЦНД является использование ступени Баумана. Третья ступень ЦНД выполнена двухъярусной. Ее средний диаметр равен 2,091 м, а высота лопатки — 740 мм. Из верхнего яруса пар поступает в конденсатор, а из нижнего — в последнюю ступень ЦНД, имеющую средний диаметр 2,1 м и длину лопатки 765 мм. Суммарная кольцевая площадь выхода одного потока достигает 7,64 м², что и позволяет получить мощность, равную 215 МВт, в агрегате с одним ЦНД при глубоком вакууме и умеренных потерях с выходной скоростью. Из выходного патрубка пар направляется в конденсатор 200-КЦС-2.

Роторы ЦВД и ЦСД соединены жесткой муфтой, полумуфты которой откованы заодно с роторами. Между роторами ЦСД и ЦНД установлена полужесткая муфта. Между ЦВД и ЦСД размещен комбинированный опорно-упорный подшипник. Потoki пара в этих цилиндрах имеют противоположные направления. Это позволяет иметь небольшое осевое усилие на сегментах упорного подшипника.

Турбина снабжена валоповоротным устройством, установленным на крышке корпуса подшипника ЦНД и вращающим ротор с частотой 3,4 мин⁻¹.

Ротор ЦВД цельнокованный, изготовлен из стали Р2М. По его оси для контроля качества поковки и осмотра во время капитальных ремонтов выполнено сверление.

Концевые уплотнения ЦВД не имеют насадных втулок: на валу сделаны ступенчатые выточки, а уплотнительные сегменты установлены в обоймах. Так же выполнены и все диафрагменные уплотнения. Для снижения надбандажных утечек к диафрагмам приварены кольца, в которые зачеканены усики, образующие надбандажные уплотнения.

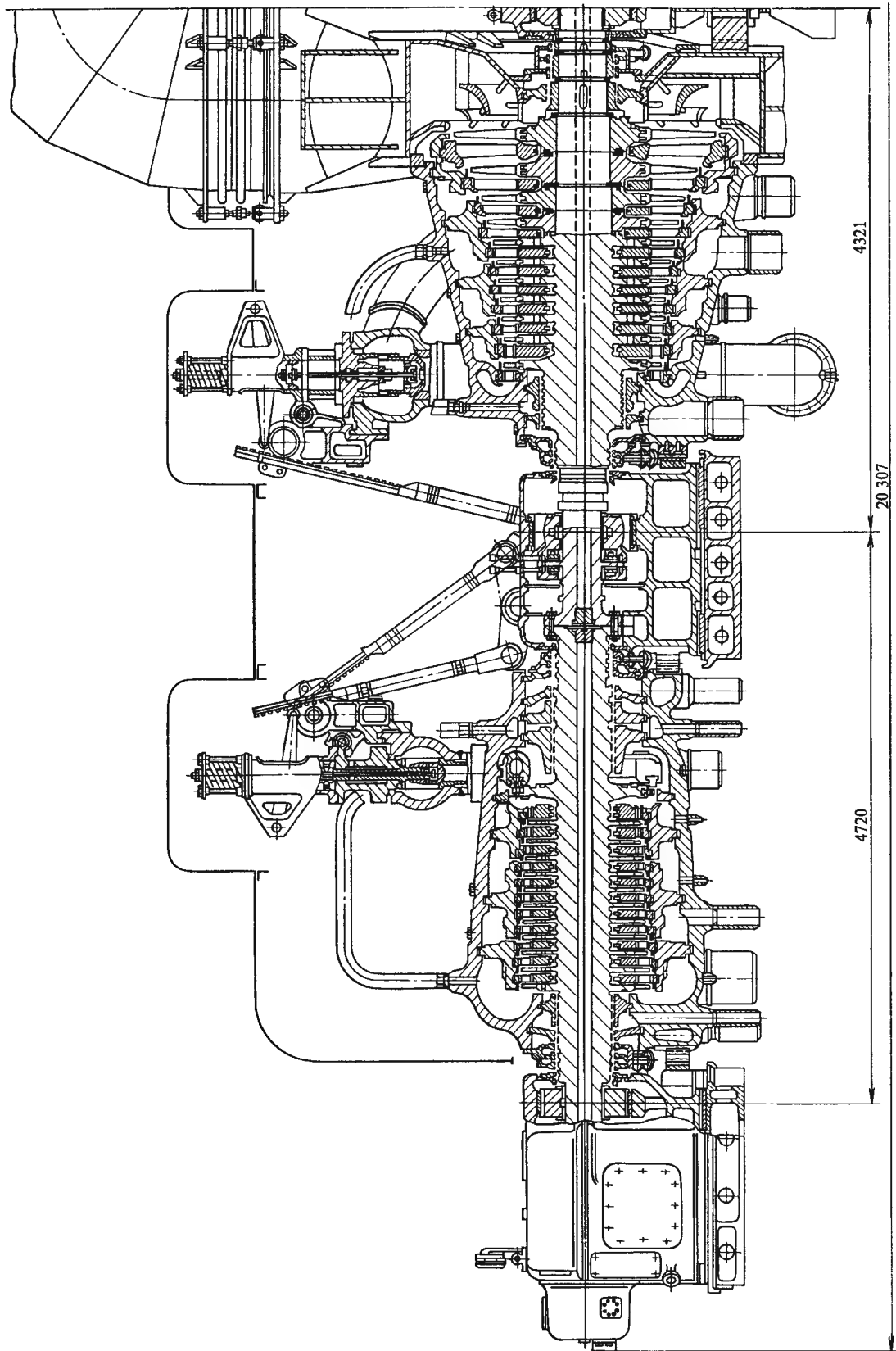


Рис. 11.56. Турбина К-215-12,8 ЛМЗ

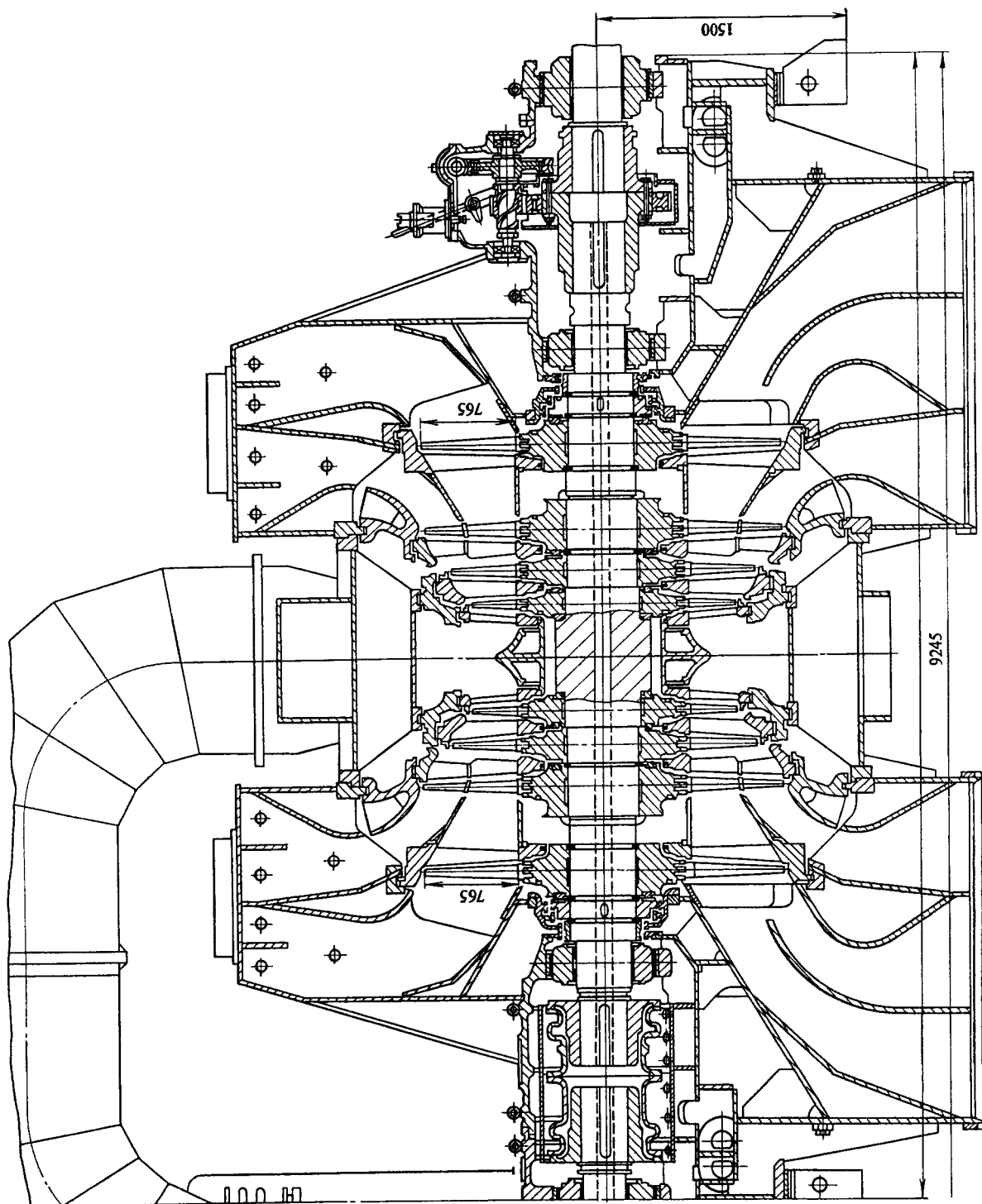


Рис. 11.56 (окончание)

Ротор ЦСД комбинированный: его передняя часть цельнокованая из стали Р2М, последние четыре диска насадные. Они изготавливаются из стали 34ХН3М. В зоне паровпуска выполнен разгрузочный поршень. Лопатки первых семи ступеней крепятся к дискам Т-образными хвостовиками, остальных четырех ступеней — вильчатыми хвостовиками. Начиная с четвертой ступени, лопатки изготовлены закрученными. Лопатки первых семи ступеней ЦСД имеют ленточные бандажи, а остальных — проволоочные связи.

Ротор ЦНД сборный: на вал, изготовленный из стали Р2, насажены в горячем состоянии диски, откованные из стали 34ХН3М. У дисков отсутствуют осевые шпонки.

Облопачивание не имеет ленточных периферийных бандажей. Для повышения вибрационной надежности лопаточного аппарата используются проволоочные связи (в первой ступени — два ряда проволоки, в остальных — три). Лопатки двух последних ступеней имеют стеллитовые напайки на входной кромке в периферийной части для защиты от эрозии. Лопатки закреплены на дисках вильчатыми хвостовиками.

Нижняя половина и крышка корпуса ЦВД отличаются из стали 15Х1М1ФЛ. Корпус одностенный, имеет вваренные сопловые коробки. Регулирующие клапаны ЦВД установлены на его корпусе. Диафрагмы и сегменты всех концевых уплотнений также размещены в обоймах.

Корпус ЦСД имеет фланцевый горизонтальный и вертикальный (технологический) разъемы. Передняя часть ЦСД отлита из стали 15Х1М1ФЛ, задняя часть (выходной патрубок) сварена из листовой углеродистой стали. Регулирующие клапаны ЦСД установлены на корпусе. Сопловые сегменты первой ступени ЦСД расположены непосредственно в расточке корпуса; так же установлены и диафрагмы первых двух ступеней. Остальные диафрагмы размещены в обоймах, между которыми в нижней половине корпуса выполнены патрубки для отборов пара. Диафрагмы всех ступеней сварные, кроме последней, которая выполнена литой, чугуновой, со стальными лопатками.

Корпус ЦНД состоит из трех частей: средней и двух симметричных выходных. Средняя часть литая, изготовлена из чугуна марки СЧ-21-40. В ней установлены две обоймы, в которых закреплены литые диафрагмы первых трех ступеней. Выходные части сварены из листов углеродистой стали. В них располагаются диафрагмы последних ступеней,

сваренные из листовой стали. На крышках корпуса ЦНД размещены предохранительные атмосферные клапаны (мембраны).

Корпус ЦВД опирается на приливы корпусов подшипников и фиксируется по отношению к ним в осевом направлении поперечными шпонками. Корпус ЦСД подобным же образом опирается на средний подшипник и приваренные горизонтальные площадки на корпусе ЦНД. Корпуса ЦВД и ЦСД сопрягаются со смежными корпусами подшипников посредством вертикальных шпонок. Турбина опирается на фундамент корпусами переднего и среднего подшипников и опорным поясом корпуса ЦНД.

Фикспункт турбины расположен на опорной раме ЦНД. От него корпуса цилиндров и подшипников могут свободно расширяться в продольном направлении, скользя вдоль горизонтальных шпонок, установленных на фундаментных рамах.

Длина турбины без генератора составляет 20,31 м, с генератором — 33,12 м, масса ее — около 560 т.

Турбина К-300-23,5-3 ЛМЗ. Турбина К-300-23,5-3 ЛМЗ мощностью 300 МВт рассчитана на параметры пара 23,5 МПа и 540 °С с промежуточным его перегревом до 540 °С, на давление в конденсаторе 3,4 кПа и частоту вращения 50 с⁻¹.

Из котла по двум паропроводам пар подводится к двум блокам стопорно-регулирующих клапанов, установленных рядом с турбиной. Последовательное открытие клапанов реализует сопловое парораспределение.

Регулирующие клапаны подают пар к четырем сопловым коробкам, вваренным во внутренний корпус ЦВД (рис. 11.57). Выполнение регулирующих клапанов в виде отдельных блоков позволило обеспечить более равномерный прогрев и остывание корпуса при переходных режимах. Это уменьшает коробление корпуса и температурные напряжения в паровпускной части турбины и повышает надежность ее работы.

По паровпускным патрубкам, расположенным в средней части внешнего корпуса, пар направляется в сопловые коробки, откуда поступает в одновечную регулируемую ступень и далее проходит пять нерегулируемых ступеней, расположенных во внутреннем корпусе. Затем пар совершает поворот на 180°, проходит между внешним и внутренним корпусами через шесть ступеней правого потока и направляется в промежуточный пароперегреватель. С давлением 3,65 МПа и температурой 540 °С он после промежуточного перегрева подходит к двум стопорным клапанам и затем через два регу-

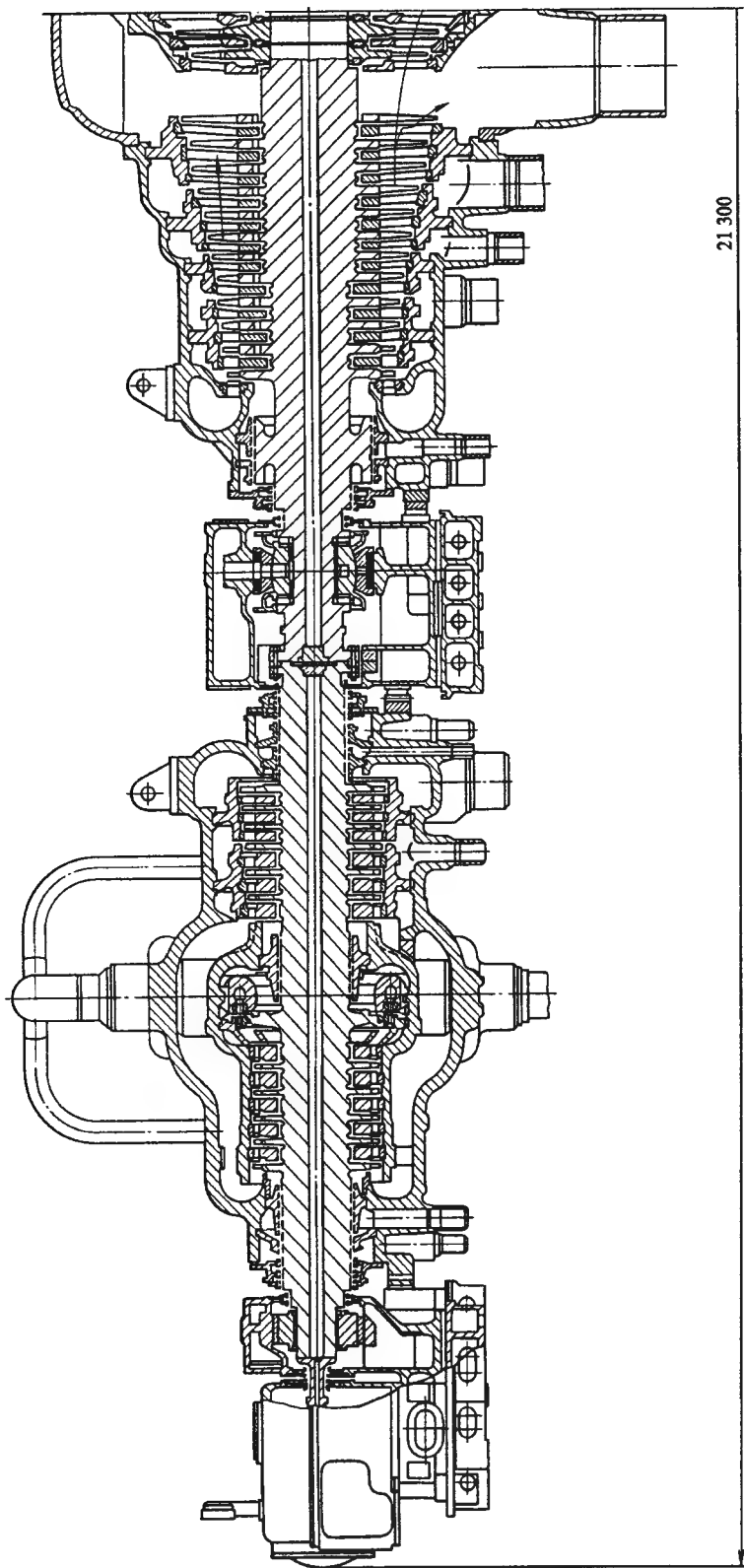


Рис. 11.57. Турбина К-300-23,5 ЛМЗ

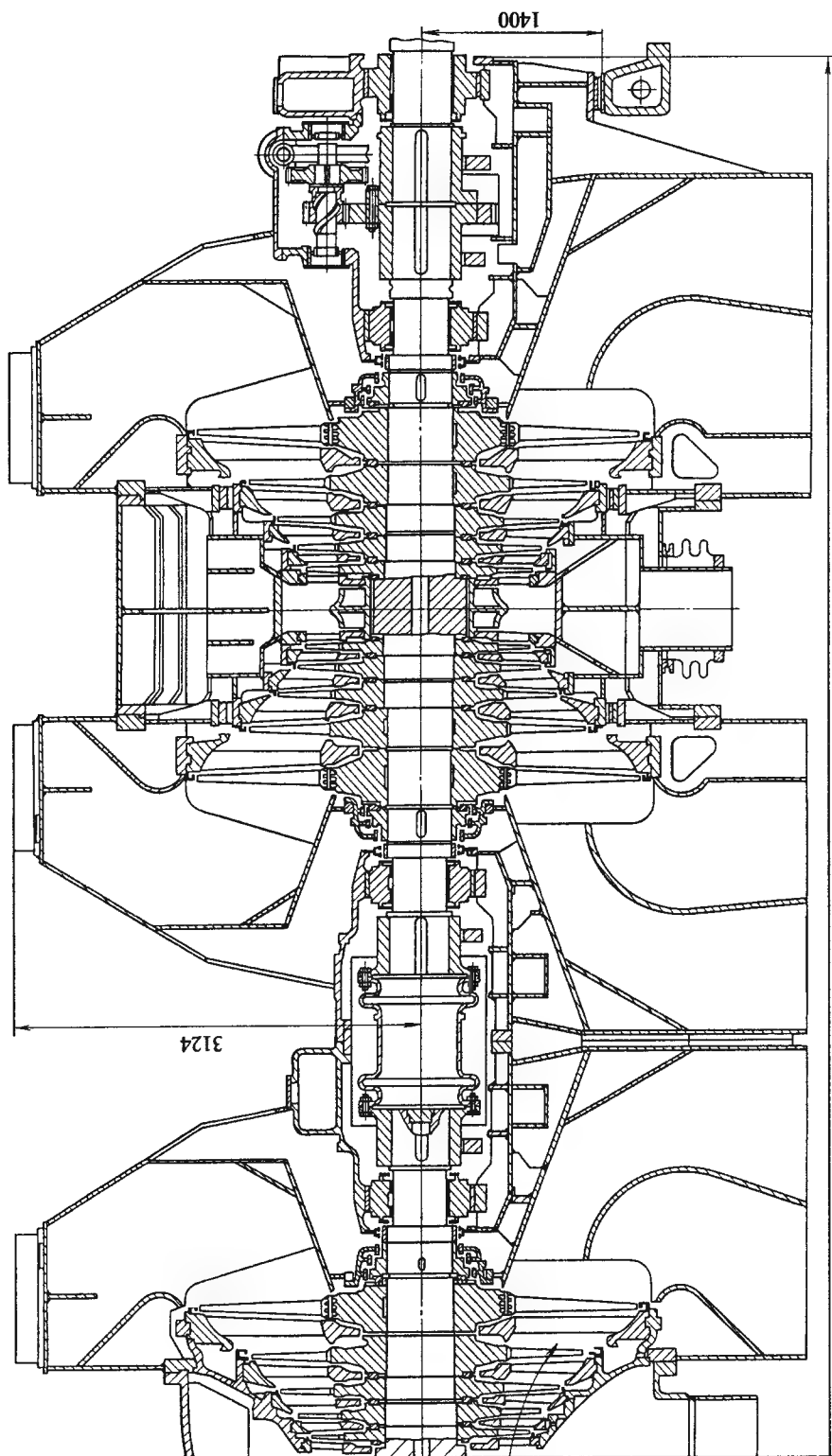


Рис. 11.57 (окончание)

лирующих клапана поступает в ЦСНД — комбинированный цилиндр, в котором совмещены проточные части среднего и низкого давлений. Регулирующие клапаны ЦСНД открываются одновременно.

Стопорные и регулирующие клапаны ЦСНД конструктивно совмещены попарно в одном корпусе и установлены непосредственно на коротких патрубках, размещенных на нижней половине корпуса. Это позволяет иметь малые паровые объемы между стопорными клапанами и проточной частью, что улучшает динамические характеристики турбины.

Пройдя первые 12 нерегулируемых ступеней ЦСНД, поток пара разделяется на два. Один из них (1/3 количества пара), пройдя пять последних ступеней ЦСНД, поступает в конденсатор. Две трети пара после разделения по двум ресиверным трубам поступает в двухпоточный ЦНД. Ресиверные трубы расположены на уровне пола машинного зала и присоединены фланцами к нижним половинам корпусов. Такой способ перепуска позволяет сэкономить время при ремонтах и ревизиях турбины, так как для вскрытия цилиндров не требуется демонтаж ресиверных труб.

Последняя ступень имеет средний диаметр 2,48 м и длину лопатки 960 мм, что соответствует кольцевой площади выхода $7,48 \text{ м}^2$. Общая площадь выхода турбины по всем трем потокам составляет $22,44 \text{ м}^2$.

Валопровод турбины вращается в пяти опорных подшипниках. Между ЦВД и ЦСНД установлен один комбинированный опорно-упорный подшипник. Корпуса подшипников ЦВД и паровпускной части ЦСНД выносные, опирающиеся на фундамент; подшипники выпускной части ЦСНД и ЦНД встроены в выходные патрубки. Все корпуса подшипников содержат в своих крышках аварийные масляные емкости, которые заполняются при работе от основных масляных насосов. При переключении насосов или их отказе масляные емкости гарантируют нормальный выбег турбины после ее аварийного отключения.

Роторы ЦВД и ЦСНД соединены жесткой муфтой, полумуфты которой откованы заодно с валами, а роторы ЦСНД и ЦНД — полужесткой муфтой. Между роторами ЦНД и генератора установлена жесткая муфта с насадными полумуфтами.

На крышке подшипника, расположенного между ЦНД и генератором, находится ВПУ, вращающее валопровод турбины с частотой $3,4 \text{ мин}^{-1}$ при ее пуске и останове.

Ротор ЦВД выполнен цельнокованным из стали Р2М. Все диски, кроме диска регулирующей ступе-

ни, снабжены отверстиями для прохода утечек, выравнивания давления и разгрузки колодок упорного подшипника.

Рабочие лопатки закреплены на дисках посредством Т-образных лопаточных хвостовиков с замками, а по периферии связаны бандажами.

Ротор ЦСНД выполнен комбинированным: вал откован заодно с 12 дисками из стали Р2М, а диски последних пяти ступеней насажены на вал с натягом. Материал дисков — сталь 34ХН3М. Лопатки части среднего давления закреплены на дисках посредством Т-образных хвостовиков с замками.

В зоне паровпуска ротор ЦСНД имеет развитый разгрузочный диск для уравнивания осевого усилия.

Конструкции ротора в части низкого давления ЦСНД и ротора ЦНД одинаковы. Крутящий момент в случае временного ослабления посадки передается на вал торцевыми шпонками. Лопатки первых двух ступеней ЦНД крепятся к дискам Т-образными, а лопатки последних трех ступеней — мощными вильчатыми хвостовиками. Они не имеют ленточных бандажей, но перевязаны титановыми проволоками. Лопатки двух последних ступеней имеют противокоррозионную защиту в виде стеллитовых напаяек.

Корпус ЦВД (рис. 11.58) выполнен двойным. Это позволяет иметь умеренные толщины стенок и фланцев каждого из корпусов, что способствует их быстрому и равномерному прогреву вместе с ротором и охлаждению внутреннего корпуса паром, протекающим между корпусами при работе турбины на номинальном режиме.

Внутренний корпус выполнен из нержавеющей стали 15Х11МФБЛ, обладающей достаточным сопротивлением ползучести при высоких рабочих температурах. Внешний корпус подвержен действию температур, не превышающих 400°C ; поэтому он изготовлен из более дешевой, но достаточно прочной стали 15Х1М1ФЛ. Внутренний корпус подвешен во внешнем так, как показано на рис. 11.15.

Диафрагмы левого потока ЦВД установлены непосредственно во внутреннем корпусе, а правого потока — в двух обоймах, помещенных в расточках внешнего корпуса. Все диафрагмы ЦВД сварные.

Корпус ЦСНД одностенный, с двумя паровпускными патрубками. Он состоит из трех частей, соединенных вертикальными технологическими разъемами. Передняя часть корпуса, подверженная действию пара с высокой температурой, поступающего после промежуточного перегрева, выполнена из стали 15Х1М1ФЛ, средняя — из стали 25Л, задняя сварена из листовой углеродистой стали. Сопловые

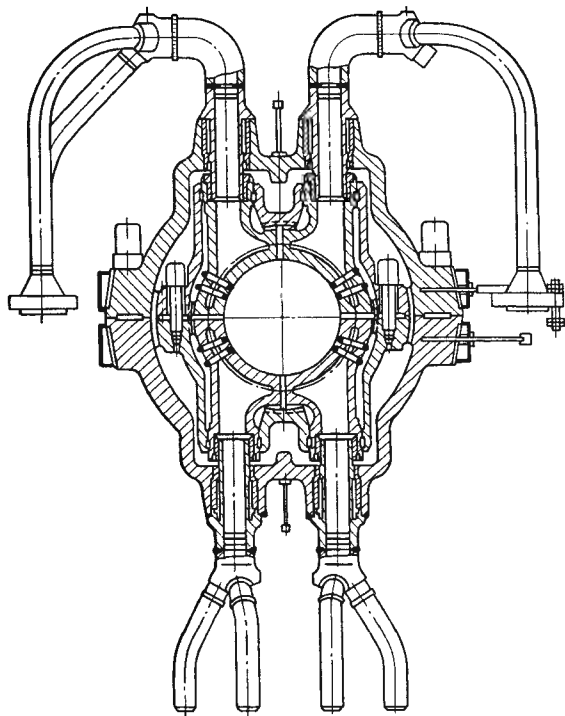
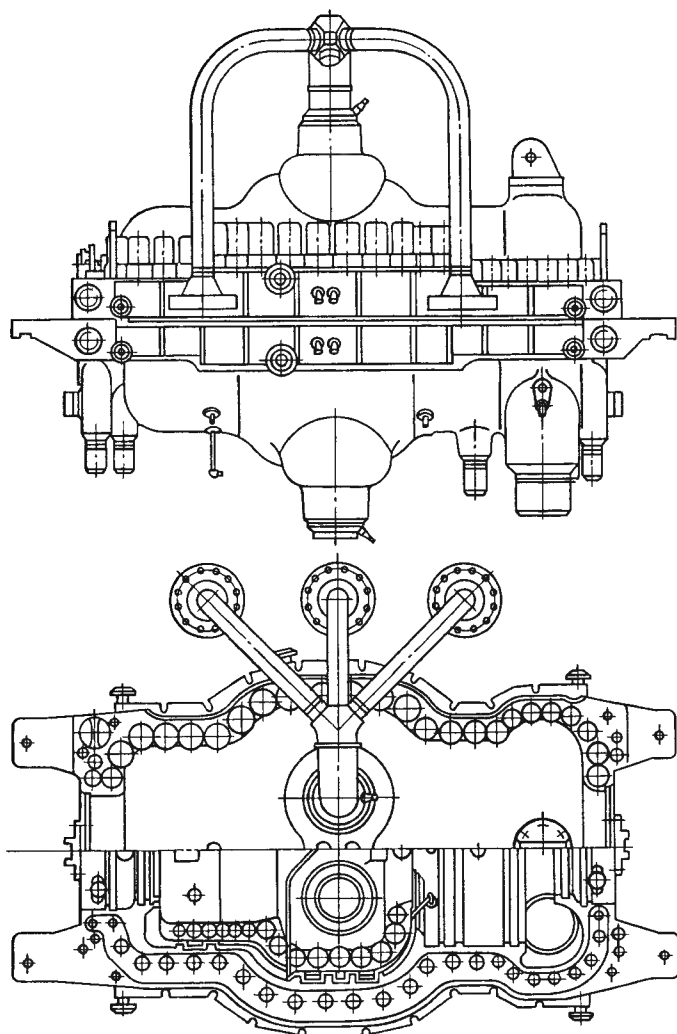


Рис. 11.58. Корпус ЦВД турбины К-300-23,5 ЛМЗ

сегменты первой ступени ЦСД вставлены в расточки паровой коробки. Остальные диафрагмы установлены в обоймах. Все диафрагмы части среднего давления ЦСД сварные. Диафрагмы части низкого давления ЦСД установлены в обойме.

Корпус ЦНД выполнен сварным, двухстенным. Внутренний корпус подвешен в средней части внешнего корпуса на уровне горизонтального разъема (см. рис. 11.19), и его фиксипункт расположен на оси ЦНД в плоскости его симметрии. Во внутреннем корпусе установлены литые чугунные диафрагмы первых четырех ступеней. Диафрагмы последних ступеней закреплены непосредственно в крайних выходных частях ЦНД.

Корпус ЦВД и передняя часть ЦСД опираются на выносные подшипники с помощью лап и боковых прилигов на корпусах подшипников (см. рис. 11.44).

Центровка корпусов турбины и подшипников обеспечивается вертикальными шпонками.

Части низкого давления ЦСД и ЦНД опираются поясами на фундаментные рамы. При монтаже турбины половины картера подшипника, расположенного между ЦСД и ЦНД, сболчивают внутренним фланцевым соединением. Между фланцами этих цилиндров устанавливают специальные шпонки, передающие усилия с корпуса на корпус при тепловых расширениях.

Фиксипункт турбины расположен на боковой раме ЦНД, а расширение идет в сторону переднего подшипника.

Масса турбины без конденсатора составляет 690 т, ее длина без генератора — 21,3 м, а с генератором — 35,5 м.

Для улучшения маневренных качеств турбины и увеличения надежности при пусках фланцы корпуса

и шпильки фланцевого разъема ЦВД и ЦСД имеют паровой обогрев.

Турбина К-800-23,5-5 ЛМЗ. Турбина спроектирована на начальные параметры пара 23,5 МПа и 540 °С с промежуточным его перегревом до 540 °С, на давление в конденсаторе 3,43 кПа и частоту вращения 50 с⁻¹.

Пар из парогенератора по двум паропроводам подается к двум блокам клапанов, установленным перед турбиной. Каждый блок состоит из стопорного и двух регулирующих клапанов. Все клапаны разгруженные. Такая их компоновка улучшает прогрев при пуске и обеспечивает лучшие маневренные качества турбоустановки. Регулирующие клапаны открываются поочередно, обеспечивая сопловое парораспределение.

От регулирующих клапанов пар по четырем пусковым трубам проходит в ЦВД (рис. 11.59), конструкция которого аналогична конструкции ЦВД турбины К-300-23,5-3 ЛМЗ. Пройдя одновентильную регулируемую ступень и пять ступеней левого потока, за которым давление на номинальном режиме составляет 9 МПа, поток пара поворачивается на 180° и проходит сначала по межкорпусному пространству, охлаждая внутренний корпус, а затем — через последние шесть ступеней ЦВД. По двум паропроводам пар направляется в промежуточный пароперегреватель и возвращается с параметрами 3,34 МПа и 540 °С к стопорным клапанам ЦСД. Эти клапаны установлены рядом с турбиной, и пар по четырем паропроводам подается к регулирующим клапанам ЦСД. Два регулирующих клапана ЦСД установлены прямо на крышке корпуса ЦСД, а два других соединены короткими патрубками с нижней половиной корпуса.

ЦСД двухпоточный, симметричный. В каждом потоке расположено девять ступеней. На выходе из ЦСД при номинальном режиме давление составляет 0,28 МПа. Из ЦСД в ЦНД пар проходит по четырем ресиверным трубам: две из них проложены по бокам турбины на уровне пола машинного зала и пропускают пар из нижней половины корпуса ЦСД в нижние половины корпусов всех ЦНД, а две другие расположены над турбиной и направляют пар из верхних половин корпуса ЦСД в верхние половины корпусов ЦНД. Такая компоновка труб позволяет иметь малые потери давления и равномерный поток пара на входе в ЦНД, что важно для надежной работы рабочих лопаток.

Ресиверные трубы разводят пар на три двухпоточных ЦНД, проточная часть которых унифициро-

вана с ЦНД турбины К-300-23,5 ЛМЗ. Суммарная кольцевая площадь выхода 44,88 м².

При номинальной нагрузке на роторе ЦВД развивается мощность 260 МВт, на роторе ЦСД — 304 МВт, на роторах ЦНД — 236 МВт.

Валопровод турбоагрегата состоит из роторов ЦВД, ЦСД, трех роторов ЦНД и ротора генератора. Каждый из роторов установлен на двух опорных подшипниках. Подшипники ротора ЦВД сегментные, шестиколодочные (см. рис. 11.34). Корпуса переднего подшипника и подшипника, размещенного между ЦВД и ЦСД, выносные, опирающиеся на фундамент; корпуса остальных подшипников встроены в выходные патрубки. В крышках всех корпусов подшипников размещены аварийные масляные емкости.

Все роторы соединены жесткими муфтами. Полумуфты роторов ЦВД и ЦСД выполнены заодно с валами. Между полумуфтами роторов ЦНД из-за необходимости размещения ригелей фундамента установлены жесткие цилиндрические проставки. Валопровод имеет опорно-упорный подшипник такого же типа, как и у турбины К-300-23,5.

На крышке корпуса подшипника между первым и вторым ЦНД смонтировано ВПУ, вращающее валопровод с частотой 30 мин⁻¹ при пуске и при остывании остановленной турбины. Повышенная частота вращения ВПУ способствует не только сохранению сегментных подшипников, равномерному остыванию и нагреву роторов, но и выравниванию температуры неравномерно остывших во время стоянки корпусов, исключая их возможный прогиб и задевания.

Роторы ЦВД и ЦСД кованые, изготавливаются они из стали Р2М. Лопатки крепятся к дискам Т-образными хвостовиками с замками. Все ступени, начиная со второй, имеют закрученные лопатки.

Для заднего концевой уплотнения ЦСД и концевых уплотнений ЦНД использованы прямоточные уплотнения. На роторе ЦСД (а на роторе ЦНД — на насадных втулках) и на сегментах уплотнений выточены наклонные усики. Такая конструкция сохраняет экономичность ступенчатого лабиринтового уплотнения при отсутствии задеваний при осевых смещениях ротора.

Конструкция корпуса ЦВД турбины К-800-23,5-5 аналогична конструкции корпуса ЦВД турбины К-300-23,5-3 ЛМЗ. Все диафрагмы ЦВД сварные с усиленными профилями сопловых лопаток. Диафрагмы ступеней со второй по седьмую выполнены

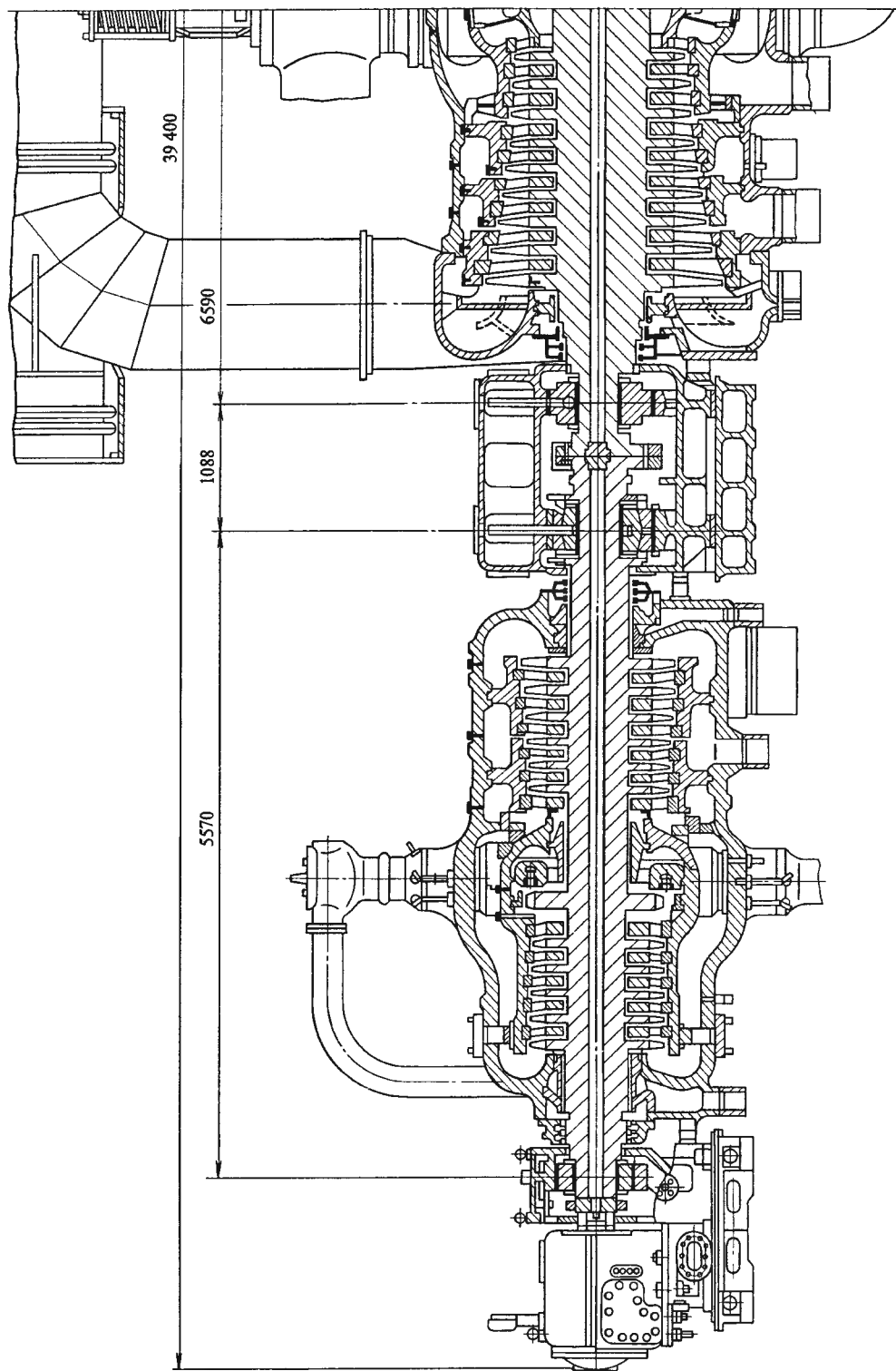


Рис. 11.59. Турбина К-800-23,5 ЛМЗ (показан один из трех ЦНД)

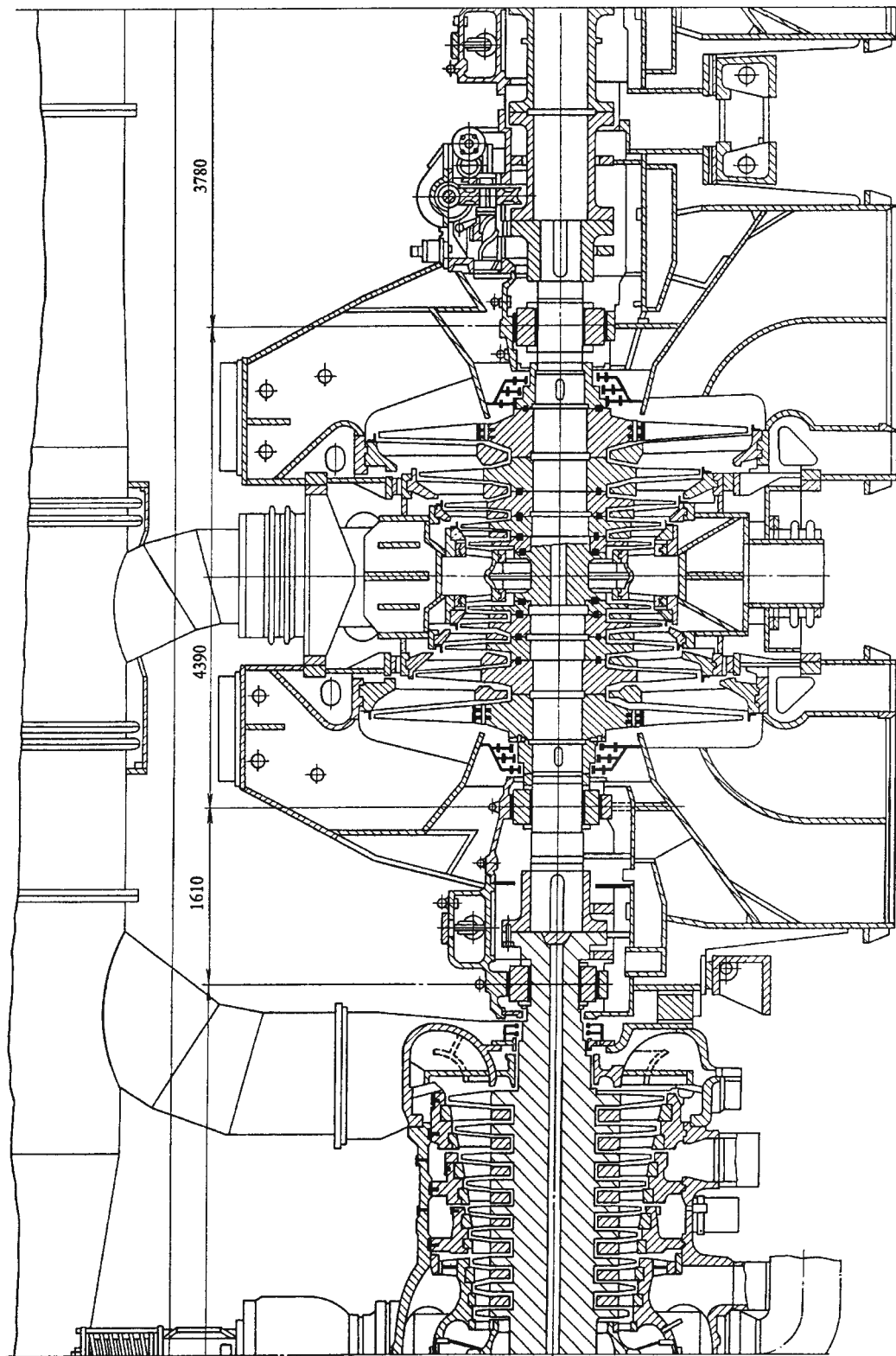


Рис. 11.59 (окончание)

из стали 15Х1М1Ф, а диафрагмы остальных ступеней — из стали 12ХМ.

Корпус ЦСД двухстенный, двухпоточный. Внутренний корпус и средняя часть внешнего корпуса ЦСД изготовлены из стали 15Х1М1ФЛ, а крайние части корпуса ЦСД — из стали 25Л. Сопловые лопатки первой ступени каждого потока и диафрагмы двух следующих ступеней установлены во внутреннем корпусе. Остальные диафрагмы расположены в обоймах. Первые четыре диафрагмы каждого потока выполнены из стали 12Х1МФ, а диафрагмы остальных ступеней — из стали 12ХМ.

Конструкция ЦНД аналогична конструкции ЦНД турбины К-300-23,5 ЛМЗ с учетом всех последних достижений: рабочие лопатки имеют бандажи, фрезерованные заодно с ними, а диафрагмы выполнены с сопловыми лопатками, имеющими телесный профиль.

Корпус ЦВД и передняя часть корпуса ЦСД опираются лапами на ступля подшипников, задняя часть корпуса ЦСД — на корпус подшипника первого ЦНД. Центровка корпусов подшипников и цилиндров осуществляется вертикальными шпонками. Все ЦНД опираются на фундамент опорными поясами на уровне пола машинного зала.

Турбина имеет три фиксункта. Первый из них расположен на задней поперечной раме первого ЦНД; от этого фиксункта первый ЦНД, ЦСД и ЦВД расширяются в сторону переднего подшипника вдоль продольных шпонок, установленных на фундаментных рамах. Два других ЦНД имеют собственные фиксункты, расположенные на передних поперечных рамах, поэтому соединения смежных встроенных корпусов подшипников ЦНД выполнены подвижными.

Масса турбины (без конденсатора) составляет 1300 т, длина ее без генератора — 39,4 м, а длина вместе с генератором — 59,5 м.

Турбина К-1200-23,5-3 ЛМЗ. Турбина К-1200-23,5-3 является самой мощной из выпускаемых ЛМЗ. Мощность 1200 МВт обеспечивается при номинальных параметрах пара перед турбиной (23,5 МПа и 540 °С), в промежуточном пароперегревателе (540 °С), конденсаторе (3,5 кПа) и при дополнительных его отборах. Турбина работает при частоте вращения 50 с⁻¹.

Источником пара является котел производительностью 4000 т/ч. От котла пар подводится по четырем паропроводам к двум блокам стопорно-регулирующих клапанов, каждый из которых представляет собой стопорный и два регулирующих клапана. За-

тем по четырем гибким паропроводам пар подается в ЦВД.

Все регулирующие клапаны открываются одновременно, т.е. в турбине К-1200-23,5 парораспределение дроссельное. Оно позволяет иметь более высокий КПД и более надежные лопатки первой ступени. Несмотря на применение дроссельного парораспределения, во внутреннем корпусе ЦВД оставлены сопловые коробки, число которых сокращено до двух.

Совместное использование этих конструктивных мер и регулирование нагрузки скольжением давления при сохранении температуры пара перед ЦВД и ЦСД обеспечивают хорошие маневренные качества турбины и даже возможность ее участия в покрытии переменной части графика нагрузки.

Конструкция проточной части ЦВД (рис. 11.60) аналогично ЦВД турбин К-300-23,5 и К-800-23,5 ЛМЗ выполнена противоточной. Из сопловых коробок пар направляется в четыре ступени левого потока, расположенные во внутреннем корпусе ЦВД, затем поворачивает на 180°, обтекает внутренний корпус и проходит четыре ступени правого потока. Далее по четырем паропроводам пар из ЦВД с параметрами 3,9 МПа и 295 °С идет в промежуточный пароперегреватель, откуда возвращается по четырем паропроводам к двум блокам стопорных клапанов, расположенным по сторонам ЦСД. Параметры пара после промежуточного перегрева составляют 3,5 МПа и 540 °С. После стопорных клапанов пар по четырем паропроводам направляется к четырем регулирующим клапанам ЦСД, установленным непосредственно на корпусе ЦСД.

ЦСД двухпоточный, с двойным корпусом, с семью ступенями в каждом потоке. Из выходных патрубков ЦСД пар отводится в две ресиверные трубы с максимальным диаметром 2 м, расположенные на уровне пола машинного зала. Из ресиверных труб он поступает в каждый из трех корпусов ЦНД по четырем патрубкам (по одному патрубку в верхней и нижней половинах ЦНД с двух сторон). Каждый поток ЦНД состоит из пяти ступеней. Длина рабочей лопатки последней ступени равна 1200 мм при среднем диаметре 3 м, что обеспечивает суммарную кольцевую площадь выхода пара 67,8 м². Лопатка выполнена из титанового сплава ТС-5.

Валопровод турбоагрегата состоит из роторов ЦВД и ЦСД, трех роторов ЦНД и ротора генератора. Каждый из роторов расположен в двух опорных подшипниках. Отдельные роторы соединены жесткими муфтами, полумуфты которых откованы заодно с валами. Второй опорный подшипник (между

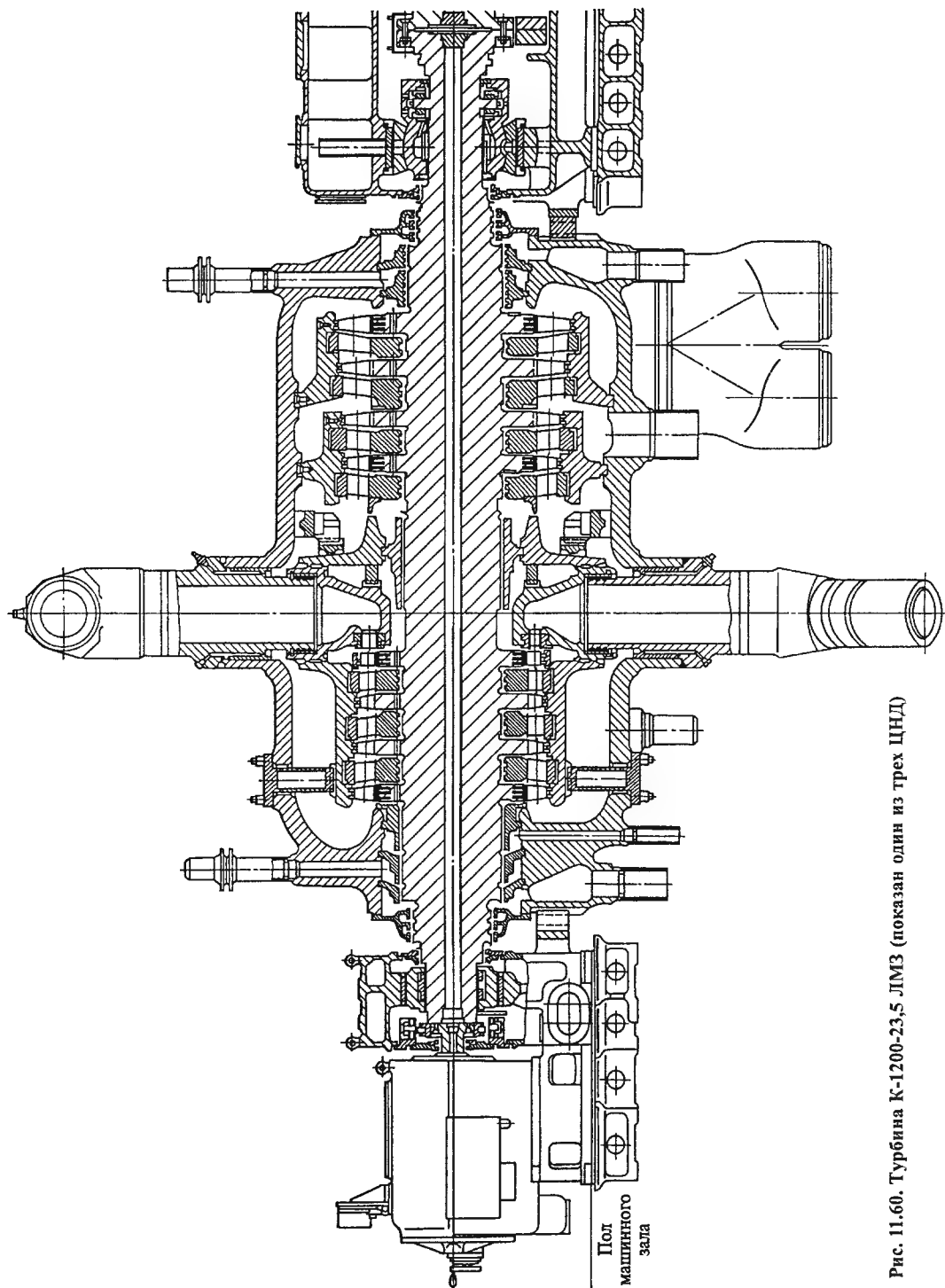


Рис. 11.60. Турбина К-1200-23,5 ЛМЗ (показан один из трех ЦНД)

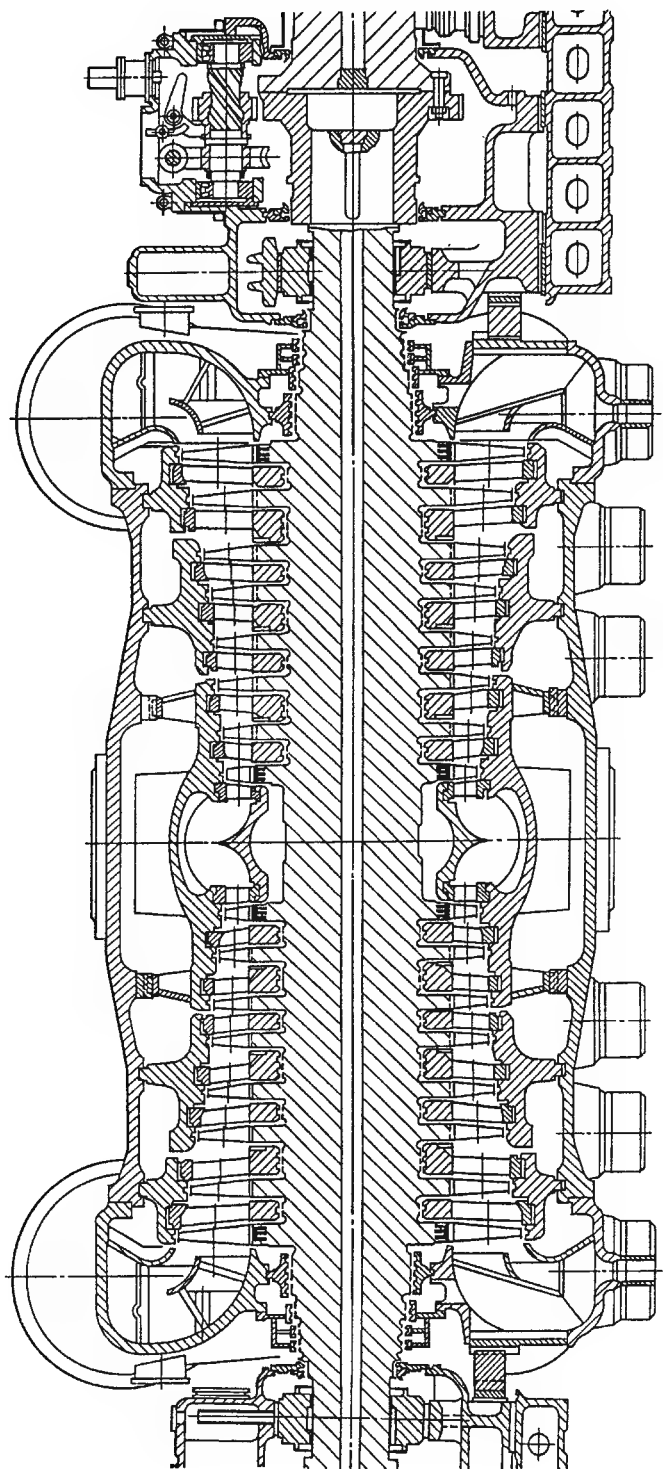


Рис. 11.60 (продолжение)

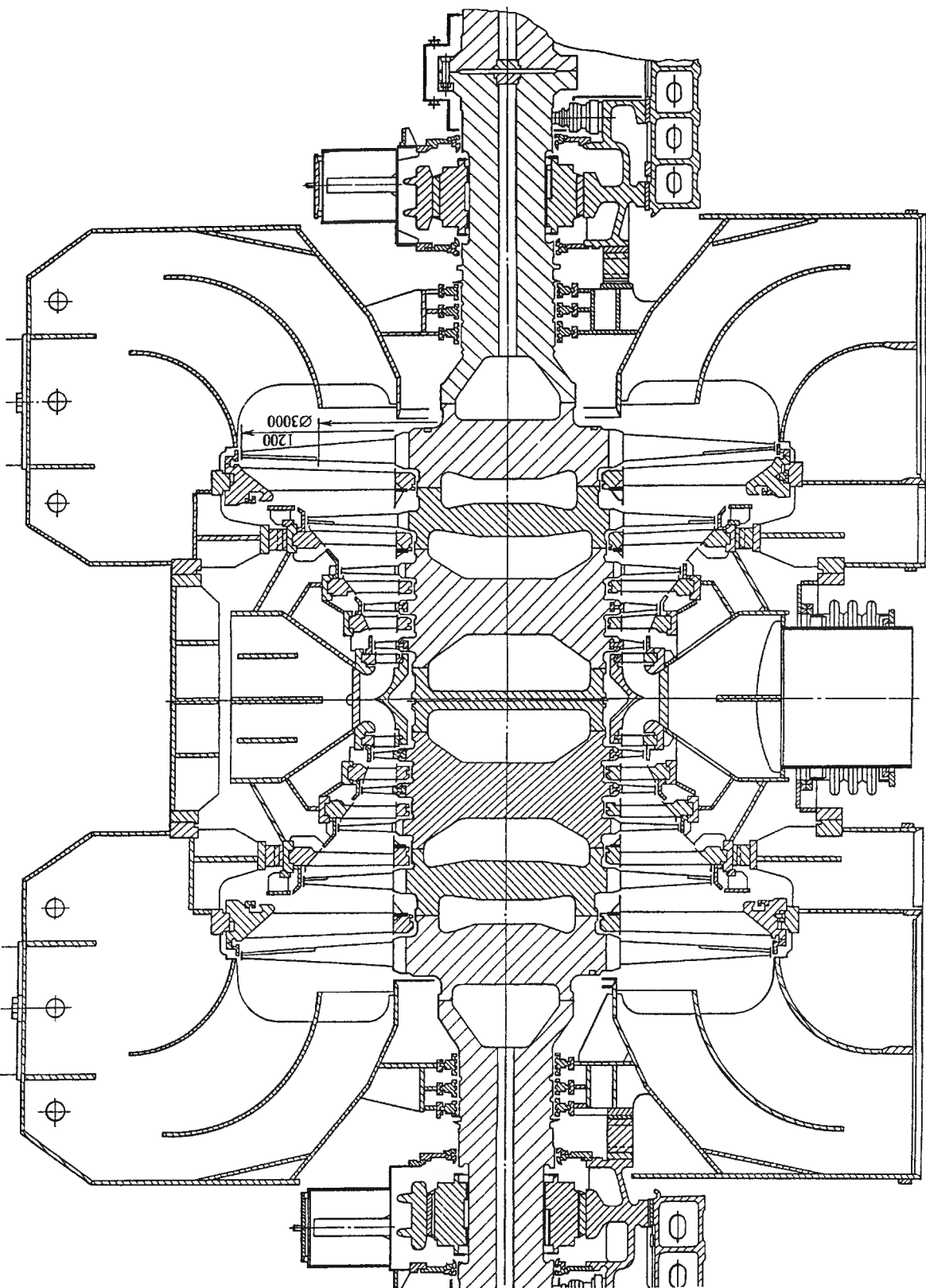


Рис. 11.60 (окончание)

ЦВД и муфтой ЦВД — ЦСД) объединен с упорным подшипником.

Валоповоротное устройство, вращающее ротор турбины с частотой 30 мин^{-1} , расположено на крышке корпуса подшипника между ЦСД и ЦНД. Подшипники турбины имеют гидростатические подъемные устройства.

Роторы ЦВД и ЦСД цельнокованные. Традиционно используемые ЛМЗ Т-образные хвостовики рабочих лопаток ЦВД и ЦСД оказались недостаточно прочными для столь больших мощностей, поэтому используется облопачивание с вильчатыми хвостовиками. Рабочие лопатки выполняются цельнофрезерованными с бандажными полками. Объединение лопаток в пакеты производится электронной сваркой. Роторы ЦНД сварно-кованные.

Корпуса ЦВД и ЦСД конструктивно выполнены так же, как и в турбине К-800-23,5-3.

Основное отличие корпуса ЦНД от ранее рассмотренных конструкций ЦНД состоит в размещении опор. В традиционной конструкции ЦНД внешний корпус опирается на фундамент, а в его выходные патрубки встроены корпуса подшипников, в которые уложены вкладыши. При этом силы, действующие на корпус турбины (атмосферное давление, вес конденсатора), вызывают его деформацию, которая, в свою очередь, приводит к деформации опор и вибрации турбоагрегата. Эти силы становятся особенно значительными при большом числе корпусов. В турбине К-1200-23,5 корпус ЦНД по-прежнему устанавливается на фундамент, однако подшипники ЦНД выполнены выносными, опирающимися на фундамент, и не имеют силовой связи с корпусом ЦНД. В такой конструкции деформация корпуса не приводит к деформациям опор.

Корпуса ЦВД и ЦСД опираются посредством лап на приливы корпусов подшипников. Все ЦНД опираются непосредственно на фундаментные рамы. Турбина имеет четыре фиксункта. Первый фиксункт расположен на фундаментной раме подшипника между ЦВД и ЦСД; от этого фиксункта происходит расширение корпусов ЦВД и переднего подшипника влево, а корпусов ЦСД и его правого подшипника вправо. Остальные фиксункты расположены на передних поперечных рамах всех трех ЦНД. Все корпуса подшипников роторов ЦНД также закреплены на фундаментных рамах поперечными шпонками в целях исключения продольных смещений.

Длина турбины без генератора составляет 47,9 м, а с генератором — 71,8 м.

11.3. КОНСТРУКЦИИ МОЩНЫХ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

Турбина Р-102/107-12,8/1,45-2 ТМЗ. Турбина с номинальной мощностью 102 МВт спроектирована на начальные параметры 12,75 МПа и 555 °С, противодавление 1,45 МПа и частоту вращения 50 с^{-1} . Она предназначена для установки на крупных промышленно-отопительных ТЭЦ. На рис. 11.61 показан продольный разрез такой турбины.

Пар подводится от стопорного клапана по четырем паропроводам к регулирующим клапанам, установленным непосредственно на корпусе турбины. Регулирующие клапаны подают пар к четырем сопловым коробкам, вваренным во внутренний корпус турбины, откуда он поступает на одновенечную регулирующую ступень. Далее пар расширяется в шести нерегулируемых ступенях, делает поворот на 180°, проходит в межкорпусном пространстве и затем расширяется в шести ступенях, после чего направляется потребителю.

Ротор опирается на два опорных подшипника, расположенных в корпусах, установленных на фундаменте. Вкладыш заднего подшипника комбинированный, его расточка служит для размещения шейки вала, а торцевые поверхности — для размещения упорных сегментов. Вал турбины имеет два упорных гребня (аналогично конструкции, показанной на рис. 11.38). Размеры концевых уплотнений выбраны так, чтобы обеспечить малое осевое усилие на упорный подшипник при номинальном режиме работы.

Корпус турбины выполнен двойным: центровка внутреннего корпуса по отношению к внешнему осуществляется подвеской внутреннего корпуса во внешнем на уровне горизонтального разреза и установкой четырех продольных шпонок так, как показано на рис. 11.15.

Диафрагмы первых шести ступеней размещены во внутреннем корпусе, а остальные — в обоймах, расположенных во внешнем корпусе. Отборы пара на регенерацию производятся из межкорпусного и межобойменных пространств, образованных гребнями трех обойм.

Турбина Т-185/220-12,8-2 ТМЗ. Турбина имеет номинальную мощность 185 МВт при начальных параметрах пара 12,8 МПа и 555 °С. Номинальная тепловая нагрузка составляет 112,8 ГДж/ч, расчетное давление в конденсаторе — 5,8 кПа, частота вращения — 50 с^{-1} . Она предназначена для ТЭЦ крупных городов. Продольный разрез турбины показан на рис. 11.62. Предусмотрены двухступенчатый нагрев сетевой воды и использование регули-

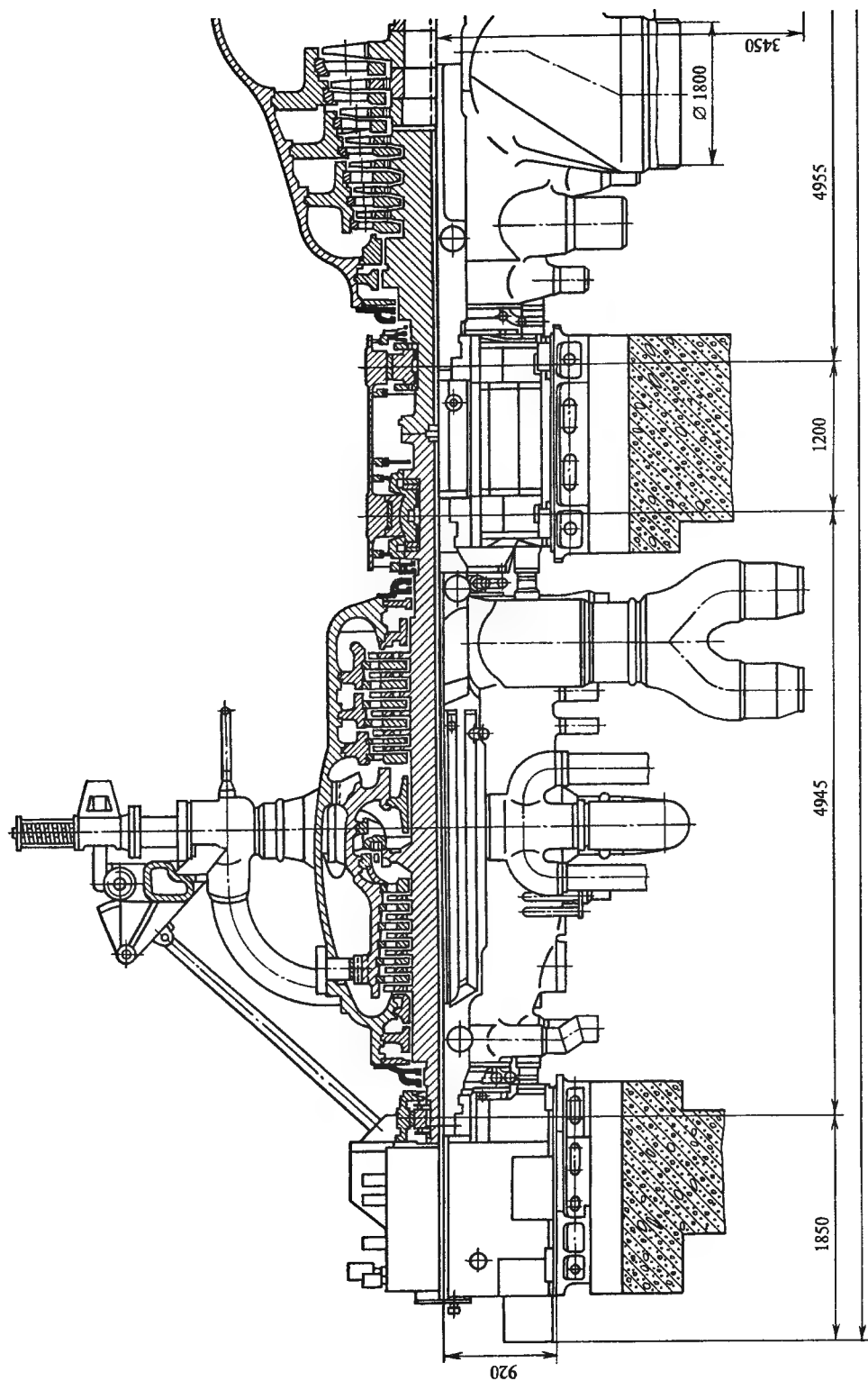


Рис. 11.62. Турбина Т-185/220-12,8 ТМЗ

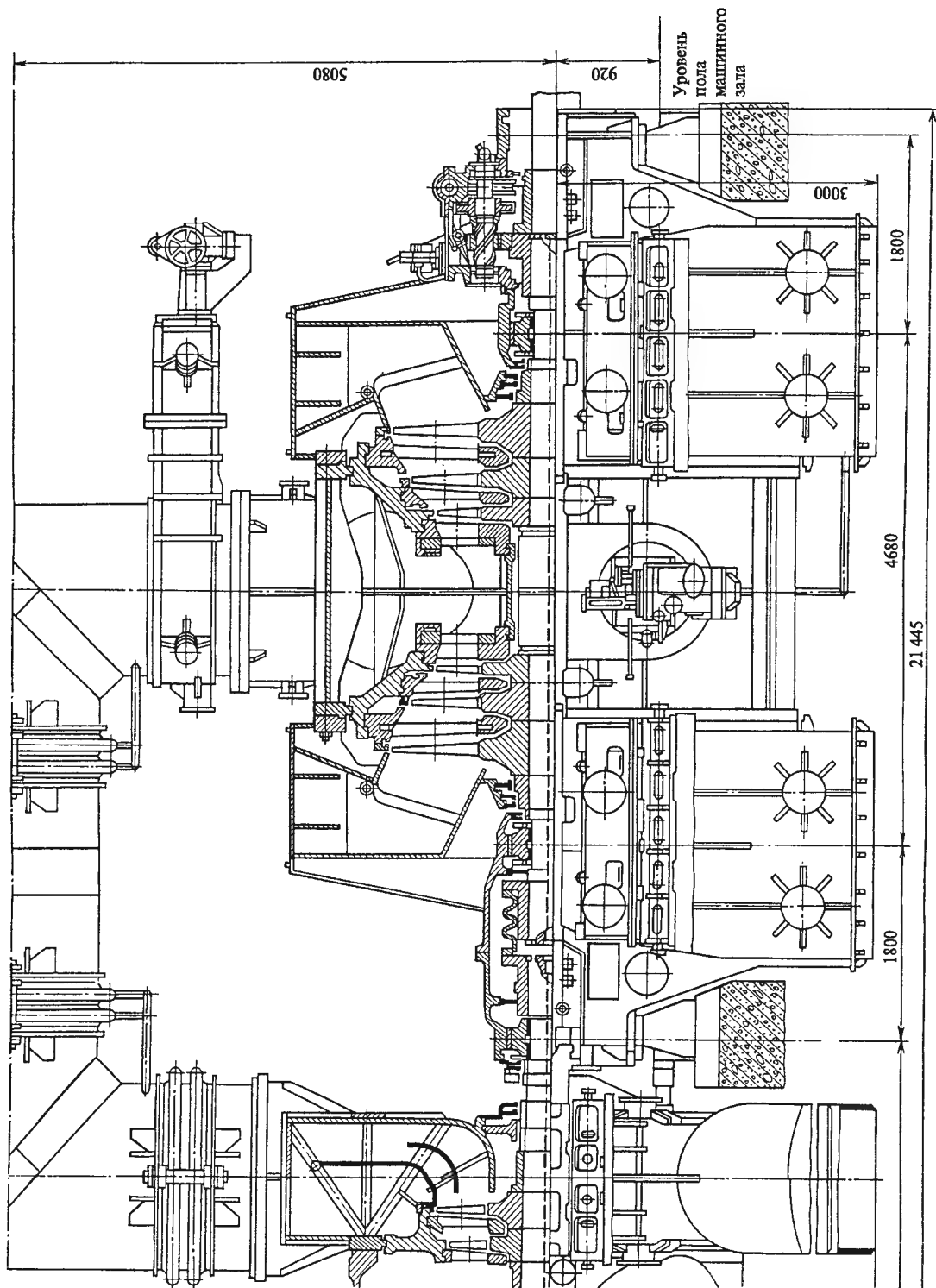


Рис. 11.62 (окончание)

рующих диафрагм для поддержания давления в теплофикационных отборах.

Пар через стопорный клапан подводится к четырем регулирующим клапанам, установленным на ЦВД турбины. Турбина состоит из трех цилиндров. Парораспределение ее сопловое. ЦВД полностью унифицирован с ЦВД описанной выше турбины Р-102/107-12,8/1,45. Проточная часть ЦСД включает девять ступеней, из них две последние образуют промежуточный отсек. ЦНД двухпоточный, симметричный, с тремя ступенями в каждом потоке.

Ротор ЦСД комбинированный, передняя часть его цельнокованая. В связи с тем что на выходе ЦСД расположен промежуточный отсек, на который действует значительная разность давлений, зависящая от расхода пара, в районе переднего уплотнения выполнен думмис большого диаметра, уравновешивающий осевое усилие, возникающее в проточной части. Корпус ЦСД состоит из передней (литой) и выходной (сварной) частей, соединенных вертикальным технологическим разъемом. Ротор ЦНД сборный, корпус сварной, двухстенный.

Корпуса ЦВД и ЦСД подвешены лапами на ступля подшипников; первые два из них выносные, третий и четвертый встроены в выходные патрубки ЦНД. Под лапами корпусов установлены поперечные шпонки. Фикспункт турбины образован пересечением осей продольных и поперечных шпонок, расположенных на боковых фундаментных рамах ЦНД в зоне выходного патрубка, соседствующего с ЦСД.

Турбина Т-180/210-12,8 ЛМЗ. Турбина Т-180/210-12,8-1 (рис. 11.63) номинальной мощностью 180 МВт рассчитана на параметры свежего пара 12,8 МПа и 540 °С, температуру промежуточного перегрева 540 °С и давление в конденсаторе 8,65 кПа. Частота вращения ее 50 с⁻¹. Турбина имеет двухступенчатый теплофикационный отбор, обеспечивающий тепловую нагрузку 1089 ГДж/ч.

Важным достоинством этой турбины является возможность работы с максимальным расходом пара 670 т/ч, обеспечивающим мощность 210 МВт при конденсационном режиме. Это позволяет не только эффективно использовать турбину в начальный период эксплуатации, когда тепловые сети еще не полностью готовы, но и активно привлекать ее к pokryтию переменной части графика нагрузки в летний период, когда тепловая нагрузка мала.

Проектирование турбины Т-180/210-12,8-1 велось на основе хорошо проверенной в эксплуатации турбины К-210-12,8, чем объясняется большая унификация деталей, узлов и даже цилиндров этих турбин.

От котла по двум паропроводам пар подводится к двум стопорным клапанам. Пройдя стопорные

клапаны, он направляется к четырем регулирующим клапанам. Турбина имеет сопловое парораспределение: каждый регулирующий клапан подает пар к одной из сопловых коробок, вваренных в корпус. После ЦВД он по двум паропроводам направляется в промежуточный перегреватель котла, откуда поступает к двум блокам стопорных клапанов ЦСД. После стопорных клапанов по четырем перепускным трубам он поступает к четырем регулирующим клапанам ЦСД, после которых входит в паровую коробку ЦСД и затем проходит 11 ступеней. Из выходного патрубка ЦСД пар по ресиверным трубам направляется в двухпоточный ЦНД и в верхний сетевой подогреватель (ПСГ-2).

Последняя ступень ЦСД имеет усиленные рабочие лопатки из-за тяжелых условий работы, так как после нее осуществляется верхний теплофикационный отбор, давление в котором может изменяться в пределах 60—200 кПа. Это обуславливает изменение в широких пределах изгибных напряжений в лопатках последней ступени ЦСД.

ЦНД двухпоточный, каждый из потоков имеет четыре ступени. Между вторыми и третьими ступенями выполнены камеры, из которых осуществляется нижний теплофикационный отбор на первую ступень подогрева сетевой воды (в ПСГ-1). Регулирование расхода пара, идущего в отборы, осуществляется поворотными диафрагмами. Размещение промежуточных отсеков в двухпоточном цилиндре (вместо размещения в однопоточном ЦСД) весьма целесообразно, так как при этом, несмотря на изменение давлений в отсеке в широком диапазоне при изменении отборов на сетевые подогреватели, осевое усилие на упорный подшипник практически не изменяется. Однако это удваивает число ступеней промежуточных отсеков, удлиняет ротор и удорожает его.

Роторы ЦВД и ЦСД соединены жесткой муфтой, полумуфты которой откованы заодно с роторами. Остальные роторы соединены жесткими насадными муфтами. Между ЦВД и ЦСД установлен комбинированный опорно-упорный подшипник. Ротор ЦВД цельнокованный, изготовлен из стали Р2МА. В центре его для контроля качества поковки и осмотра во время капитальных ремонтов выполнена расточка. Ротор ЦСД комбинированный: передняя часть его цельнокованая из стали Р2М, последние четыре диска насадные, изготовлены из стали 34ХН3М. В зоне паровпуска выполнен разгрузочный диск (думмис). Лопатки первых семи ступеней крепятся к дискам Т-образными хвостовиками, лопатки остальных четырех ступеней — вильчатыми хвостовиками. Ротор ЦНД сборный: на вал, выполненный из стали Р2М, насажены в горячем состоянии диски

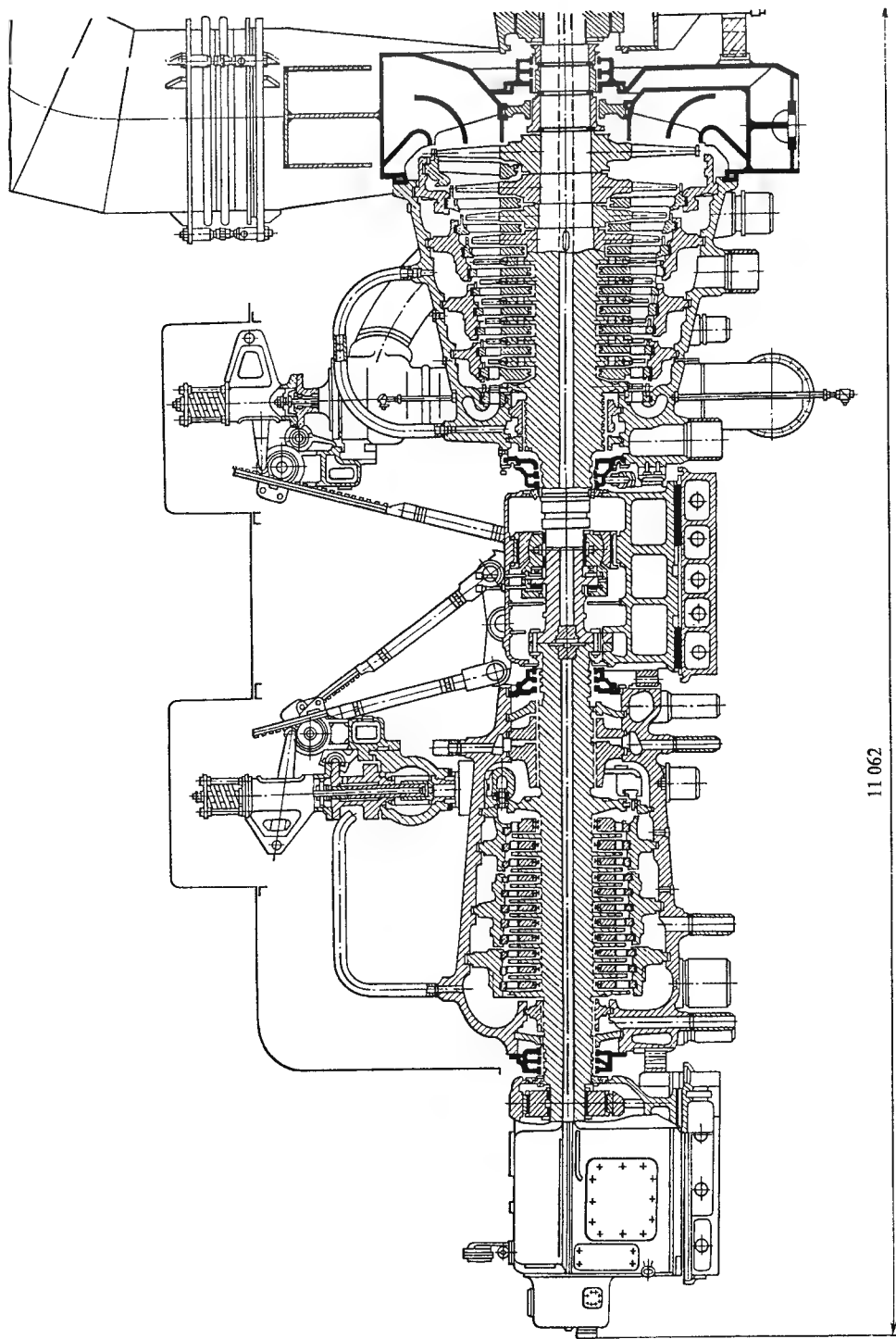


Рис. 11.63. Турбина Т-180/210-12,8 ЛМЗ (нижние половины диафрагм в ЦНД условно не показаны)

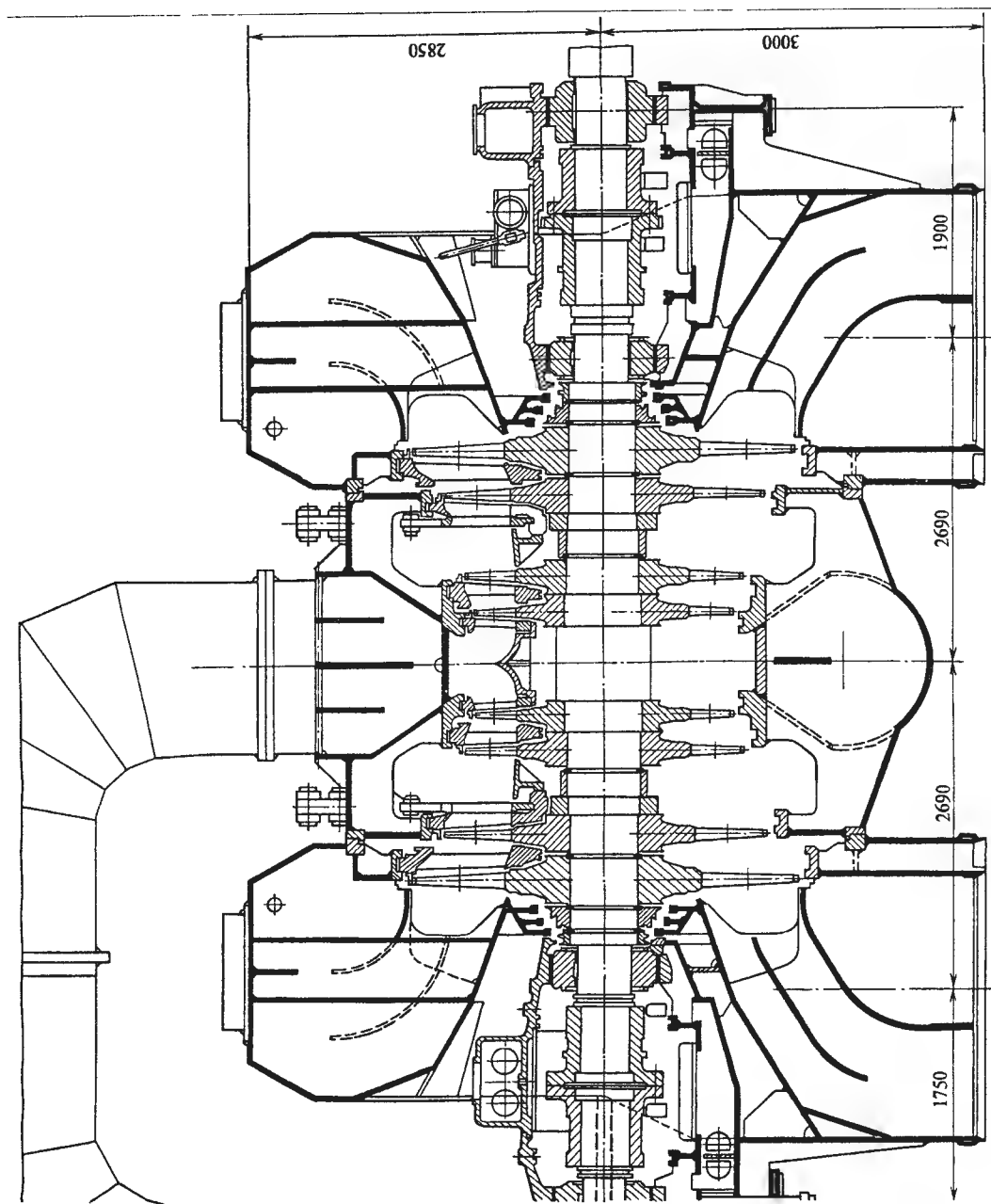


Рис. 11.63 (окончание)

из стали 34ХН3М. Диски не имеют осевых шпонок. Крутящий момент в случае временного ослабления посадки передается на вал через торцевые шпонки, расположенные между дисками, центральной частью вала увеличенного диаметра, шпоночным кольцом и насадными втулками концевых уплотнений. Лопатки последних ступеней имеют стеллитовые напайки на входной кромке периферийной части для защиты от эрозии. Лопатки закреплены на дисках вильчатыми хвостовиками.

Нижняя половина и крышка корпуса ЦВД отлиты из стали 15Х1МФЛ. Корпус одностенный, с вваренными сопловыми коробками. Диафрагмы установлены в обоймах. Сегменты всех концевых уплотнений также установлены в обоймах. Диафрагмы имеют сварную конструкцию.

Корпус ЦСД имеет фланцевый горизонтальный и один вертикальный (технологический) разъемы. Передняя часть ЦСД отлита из стали 15Х1М1ФЛ, задняя часть (выходной патрубок) сварена из листовой углеродистой стали.

Регулирующие клапаны ЦСД установлены на корпусе. Сопловые сегменты первой ступени ЦСД расположены непосредственно в расточке корпуса. Диафрагмы размещены в обоймах, между которыми в нижней половине корпуса выполнены патрубки для отборов пара.

Корпус ЦНД сварной; он состоит из трех частей: средней и двух симметричных выходных.

Корпус ЦВД опирается на приливы корпусов подшипников и фиксируется по отношению к ним в осевом направлении поперечными шпонками. Корпус ЦСД подобным же образом опирается на средний подшипник и приваренные горизонтальные площадки на корпусе ЦНД. Корпуса ЦВД и ЦСД сопрягаются со смежными корпусами подшипников посредством вертикальных шпонок.

Турбина опирается на фундамент корпусами переднего и среднего подшипников и опорным поясом корпуса ЦНД.

Фикспункт турбины расположен на опорной раме ЦНД. От фикспункта корпуса цилиндров и подшипников могут свободно расширяться в продольном направлении, скользя по продольным шпонкам, установленным на фундаментных рамах.

Турбина Т-180/215-12,8-2 спроектирована на более низкую температуру охлаждающей воды (20 вместо 27 °С у турбины Т-180/210-12,8-1). Это позволило повысить ее мощность на конденсационном режиме с 210 до 215 МВт, но потребовало увеличить размеры последней ступени: длина ее лопатки составляет 755 мм при среднем диаметре

2,205 м. В остальном конструкция турбины такая же, как и турбины Т-180/210-12,8-1.

Турбина Т-250/300-23,5-3 ТМЗ. Турбина (рис. 11.64) имеет номинальную мощность 250 МВт при начальных параметрах пара 23,5 МПа и 540 °С. Номинальная тепловая нагрузка ее составляет 384 МВт, расчетное давление в конденсаторе — 5,8 кПа, частота вращения — 50 с⁻¹. Турбина имеет ступенчатый теплофикационный отбор: в верхнем отборе давление изменяется в пределах 60—200 кПа, а в нижнем — в пределах 50—150 кПа.

Турбина Т-250/300-23,5 выполнена на сверхкритические параметры пара. Высокое давление потребовало введения промежуточного перегрева пара до 540 °С для снижения влажности в последних ступенях турбины; при этом получается выигрыш и в экономичности. Промежуточный перегрев пара потребовал блочной компоновки. Максимальную мощность 300 МВт турбина развивает при конденсационном режиме.

Свежий пар по двум паропроводам диаметром 200 мм подводится к двум блокам клапанов, расположенным рядом с турбиной. Каждый блок состоит из стопорного и трех регулирующих клапанов, от которых десятью гибкими трубами пар подается в четыре сопловых сегмента, вваренных во внутренний корпус ЦВД (см. рис. 11.13). Парораспределение турбины сопловое.

Во внутреннем корпусе ЦВД расположены одновенечная регулирующая и шесть нерегулирующих ступеней, после которых пар поворачивает на 180° и расширяется в шести ступенях, расположенных в наружном корпусе ЦВД.

Пар покидает ЦВД и по двум трубам диаметром 450 мм направляется в промежуточный пароперегреватель, из которого с параметрами 3,68 МПа и 540 °С поступает к двум блокам стопорных и регулирующих клапанов, подающих пар в ЦСД-1 по двум патрубкам, расположенным в нижней половине корпуса.

ЦСД-1 имеет десять нерегулируемых ступеней. Из него пар по двум выходным патрубкам нижней половины корпуса поступает в две ресиверные трубы, из которых по четырем паровпускным патрубкам, расположенным в нижней половине корпуса по краям последнего, входит в ЦСД-2; таким образом, в цилиндр входит два потока пара, движущихся к середине цилиндра.

После расширения в четырех ступенях ЦСД-2 пар поступает в камеру, из которой осуществляется верхний теплофикационный отбор двумя трубами в каждом потоке из нижней половины корпуса.

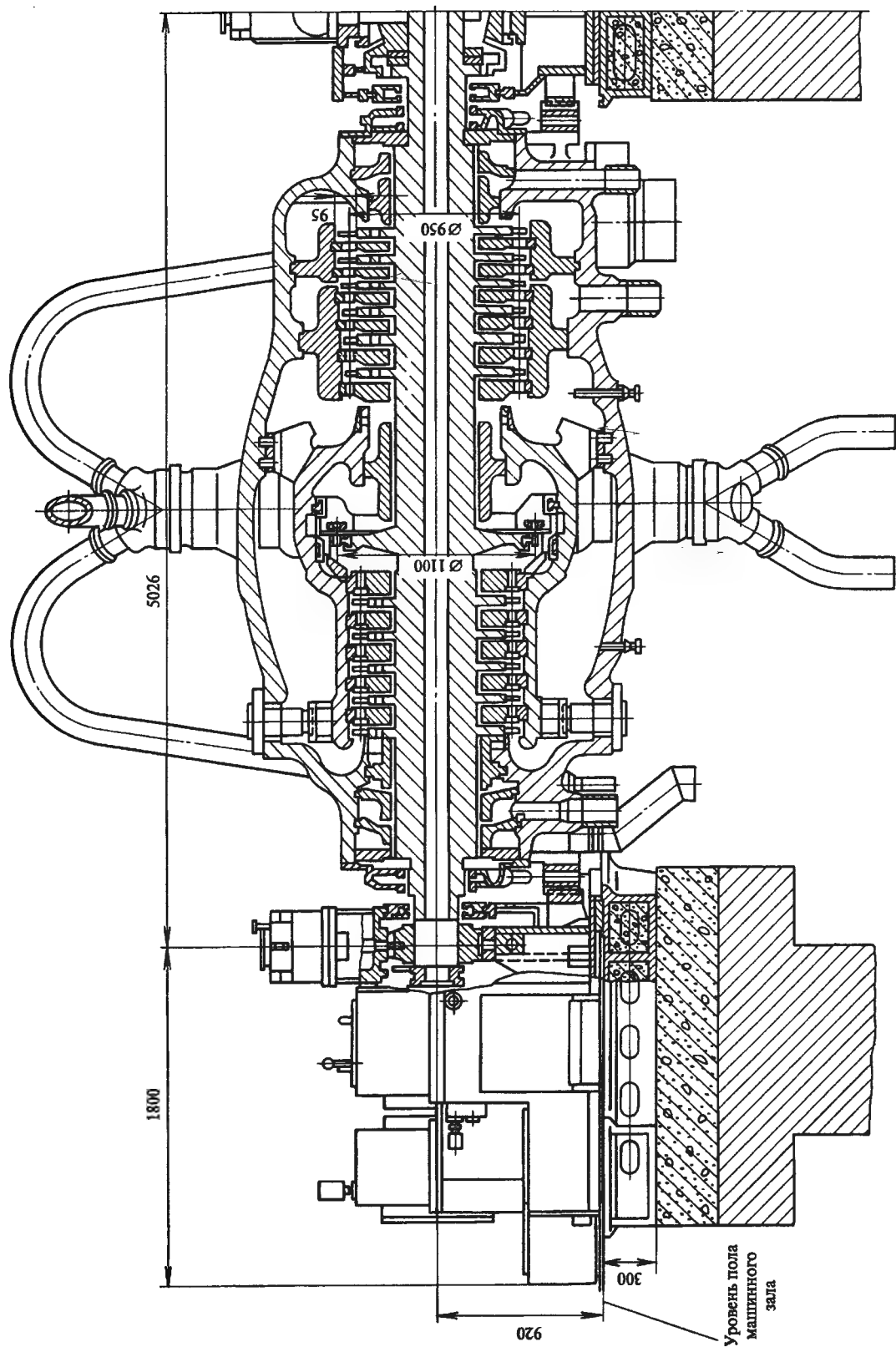


Рис. 11.64. Турбина Т-250/300-23,5 ТМЗ

После двух последних ступеней потоки пара сливаются в один. Значительная часть пара по четырем паропроводам направляется в сетевой подогреватель (нижний теплофикационный отбор), а остальной пар по двум перепускным трубам, расположенным в верхней половине корпуса, с давлением 50—150 кПа поступает в ЦНД.

ЦНД двухпоточный, с тремя ступенями в каждом потоке. На входе в каждый поток установлена одно-ярусная поворотная регулирующая диафрагма. Обе диафрагмы приводятся одним сервомотором. Последняя ступень имеет рабочую лопатку длиной 940 мм при среднем диаметре 2390 мм, что создает суммарную торцевую площадь выхода $14,1 \text{ м}^2$.

Валопровод турбоагрегата состоит из пяти роторов. Роторы ЦВД и ЦСД-1 соединены жесткой муфтой, полумуфты которой откованы заодно с валом. Между этими роторами со стороны ЦВД помещен один комбинированный опорно-упорный подшипник (см. рис. 11.38). Роторы ЦСД-1 и ЦСД-2, а также ЦСД-2 и ЦНД соединены полугибкими муфтами. Для присоединения ротора турбины к генератору использована жесткая муфта.

Корпуса подшипников, в которых расположены вкладыши ЦВД, ЦСД-1 и левая опора ЦСД-2, опираются на фундаментные рамы. Остальные два под-

шипника встроены в выходные патрубки ЦНД, и в них помещены вкладыши ротора ЦНД и смежных роторов ЦСД-2 и генератора.

Ротор ЦСД-1 цельнокованый. Для уравнивания осевого усилия выполнен разгрузочный поршень, расположенный в области переднего концевого уплотнения. Корпус ЦСД-1 литой, состоит из двух половин, соединяемых горизонтальным разъемом. Корпус имеет четыре обоймы, первая из которых отлита заодно с корпусом и образует кольцевую паровпускную коробку, а остальные установлены в нем. В межобойменных пространствах размещены патрубки нерегулируемых отборов пара, идущего на подогреватели.

ЦСД-2 является уникальной конструкцией (рис. 11.65). Ротор его выполнен сборным: рабочие диски первых трех ступеней, имеющие относительно небольшие размеры, посажены на вал с натягом на осевых шпонках, а диски остальных ступеней передают крутящий момент при временном ослаблении посадки на валу с помощью торцевых шпонок.

Корпус ЦСД-2 состоит из трех частей, каждая из которых имеет горизонтальный разъем. Паровпускные (концевые) части выполнены литыми, средняя — сварной; между собой они соединены фланцами. Сбоку в нижних половинах каждой из

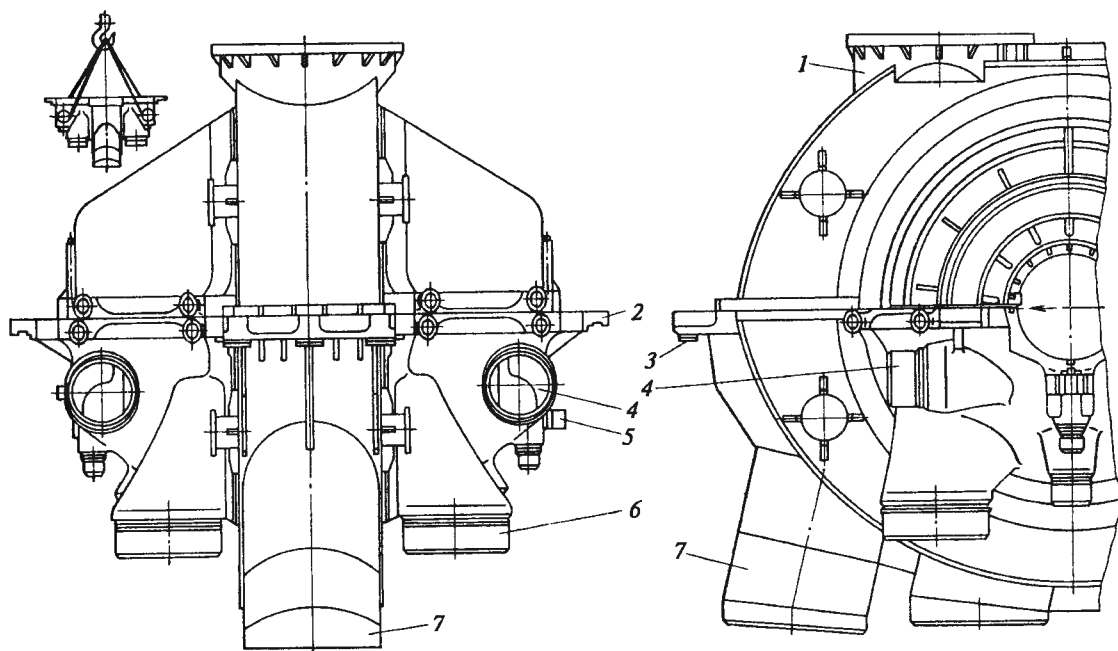


Рис. 11.65. ЦСД-2 турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ:

1 — выходной патрубок; 2 — лапа; 3 — опорная площадка цилиндра; 4 — паровпускные патрубки; 5 — вертикальная шпонка; 6, 7 — патрубки верхнего и нижнего теплофикационных отборов

паровпускных частей расположены по два паровпускных патрубка диаметром 600 мм, а внизу — по два патрубка диаметром 1000 мм верхнего теплофикационного отбора. В нижней половине средней части расположены четыре патрубка диаметром 1,3 м нижнего теплофикационного отбора, а в верхней части — два патрубка диаметром 1,8 м для перепуска пара в ЦНД. Каждый поток ЦСД-2 имеет три обоймы, пространство между которыми использовано для размещения патрубков отбора.

Ротор ЦНД сборный (см. рис. 11.1). По три откованных диска каждого потока насажены на вал с натягом. Рабочие лопатки первых двух ступеней имеют вильчатые хвостовики, а последней ступени — мощный зубчиковый хвостовик.

Корпус ЦНД сварной, двухстенный. Нижняя половина внутреннего корпуса свободно подвешена в нижней половине внешнего корпуса на уровне горизонтального разъема и прицентрована по отношению к ней с помощью двух вертикальных шпонок, расположенных на оси паровпуска. Верхняя половина внутреннего корпуса устанавливается на контрольных штифтах на нижней и приболчивается к ней. Два паровпускных патрубка в верхней половине и два патрубка отбора пара, идущего в первый по ходу конденсата ПНД, соединены с внешним корпусом посредством волнистых компенсаторов, которые допускают свободное тепловое расширение внутреннего корпуса по отношению к внешнему.

Характерной особенностью конструкции ЦНД является высокое расположение опорного пояса. Это связано с большими колебаниями температуры выходных патрубков и большей возможностью расцентровок, связанных с режимами работы теплофикационных турбин.

Корпуса ЦВД, ЦСД-1 и ЦСД-2 имеют лапы, с помощью которых они опираются на корпуса подшипников в плоскости горизонтального разъема. Между лапами и опорами установлены поперечные шпонки, допускающие свободное относительно опор тепловое расширение корпусов, но не допускающие взаимного осевого смещения (см. рис. 11.42—11.44). Совмещение вертикальных плоскостей всех корпусов подшипников и цилиндров выполнено посредством вертикальных шпонок.

ЦСД-2 имеет дополнительные боковые опоры непосредственно на фундамент.

Система тепловых расширений турбины показана на рис. 11.54.

Турбина ПТ-140/165-12,8/1,5 ТМЗ. В настоящее время выпускаются две модификации турбин

ПТ-140/165-12,8/1,5 (ПТ-140/165-12,8/1,5-2 и ПТ-140/165-12,8/1,5-3), спроектированные на одинаковый расход охлаждающей воды 13 500 м³/ч, но на разную расчетную температуру, равную соответственно 20 и 27 °С. Поэтому длины лопаток последней ступени у этих турбин различны (соответственно 830 и 650 мм). Разным является и число ступеней в ЧНД (за нижним теплофикационным отбором): три у турбины ПТ-140/165-12,8/1,5-2 и две у турбины ПТ-140/165-12,8/1,5-3.

На рис. 11.66 показан продольный разрез турбины ПТ-140/165-12,8/1,5-2.

Из паропровода пар поступает к двум стопорным клапанам, от которых направляется к четырем регулирующим клапанам, установленным на корпусе ЦВД, который полностью унифицирован с корпусом ЦВД турбины Р-102/107-12,8/1,45 ТМЗ. Производственный отбор пара осуществляется из выходного патрубка ЦВД. Из перепускных труб пар направляется к четырем регулирующим клапанам ЧСД. После одновенечной регулирующей и шести нерегулируемых ступеней ЧСД пар поступает в камеру, из которой производится первый отопительный отбор; расход в него регулируется поворотной диафрагмой с дроссельным парораспределением. Далее пар расширяется в двух ступенях, за которыми осуществляется второй отопительный отбор: расход в него определяется открытием второй регулирующей диафрагмы, установленной перед ЧНД.

Следует подчеркнуть, что термины «первый» и «второй» отопительные отборы в данном случае являются несколько условными: при раздельном регулировании расхода пара в названные отопительные отборы первый отбор по существу может рассматриваться как производственный. Отключение регулирования давления в любом из отопительных отборов позволяет осуществлять двухступенчатый подогрев сетевой воды.

Каждый из роторов валопровода лежит на двух опорных подшипниках. Задний подшипник ЦВД опорно-упорный, с симметричными упорными сегментами. Отдельные роторы соединены жесткими муфтами; полумуфты роторов турбины откованы заодно с валами.

Ротор ЦНД комбинированный: диски первых шести ступеней откованы заодно с валом, остальные диски насадные. Для уменьшения осевого усилия на валу в области переднего концевой уплотнения ЦНД выполнен ступенчатый разгрузочный диск больших размеров.

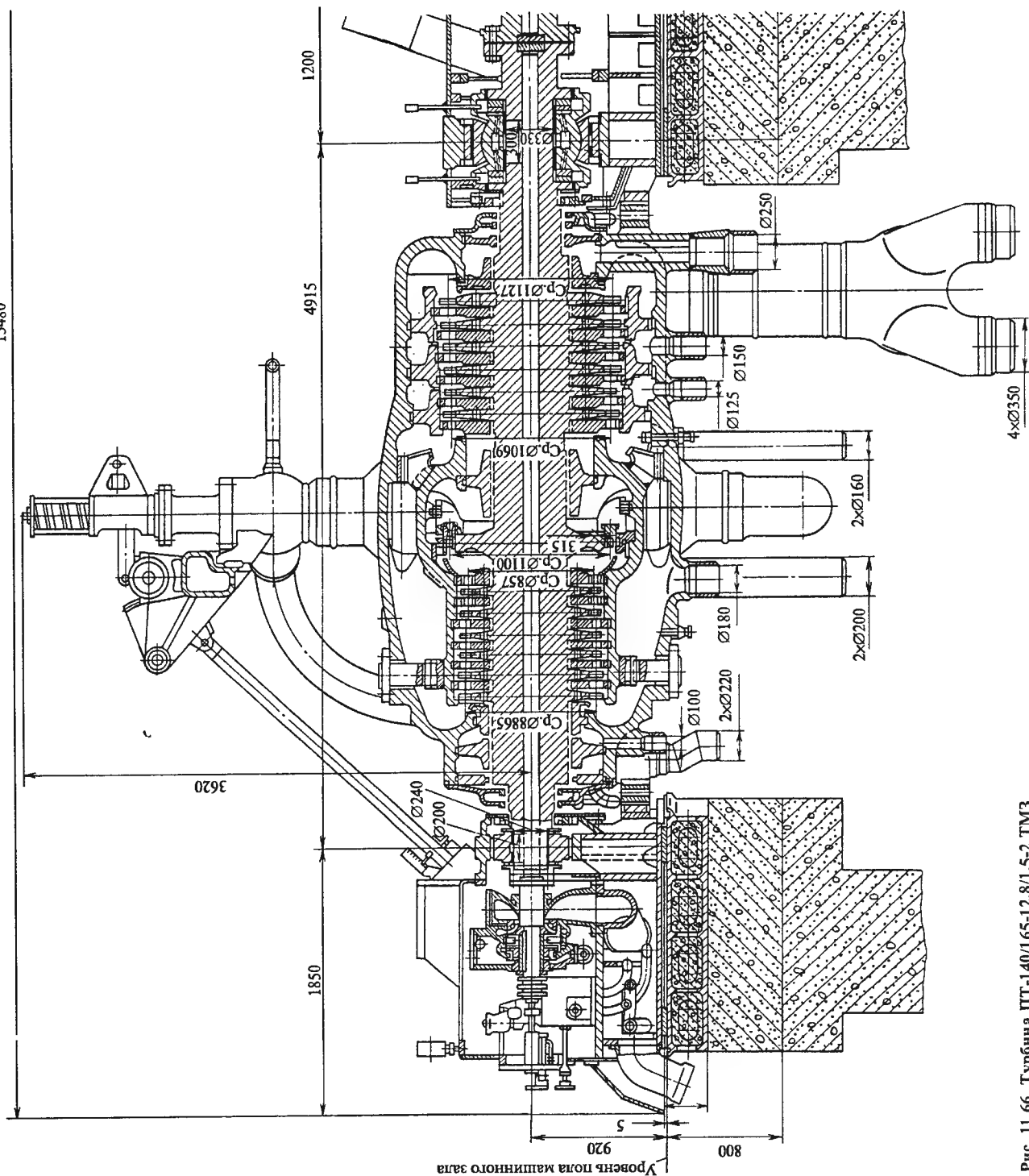


Рис. 11.66. Турбина ПТ-140/165-12.8/1,5-2 ТМЗ

Корпус ЦНД кроме горизонтального имеет два технологических разъема. Передняя и средняя части литые, задняя сварная. Все диафрагмы установлены в обоймах, пространство между которыми использовано для размещения патрубков отбора.

С учетом работы в области значительной влажности из-за отсутствия промежуточного перегрева пара лопатка последней ступени выполнена умеренной длины (830 мм для температуры охлаждающей воды 20 °С), что обеспечивает ее сопротивление эрозионному износу.

11.4. КОНСТРУКЦИИ МОЩНЫХ ТУРБИН ДЛЯ АЭС

Турбина К-220-4,3 ХТЗ. Турбина предназначена для работы на двухконтурных АЭС с реактором мощностью 440 МВт, который питает две паровые турбины мощностью 220 МВт каждая. Мощность турбины на номинальном режиме 220 МВт при начальных параметрах пара 4,31 МПа и 255 °С и давлении в конденсаторе 5,1 кПа. Частота вращения ее составляет 50 с^{-1} .

Насыщенный пар из парогенератора по четырем паропроводам поступает к четырем вмонтированным в паропроводы стопорным клапанам, а затем к четырем регулирующим клапанам, расположенным непосредственно на ЦВД турбины (рис. 11.67). Парораспределение турбины сопловое. Опыт эксплуатации турбины с использованием соплового парораспределения показал недостаточную надежность рабочих лопаток регулирующей ступени. Поэтому в дальнейшем был осуществлен перевод ее на дроссельное парораспределение. Модернизированные турбины К-220-4,3-2 имеют дроссельное парораспределение.

Турбина состоит из ЦВД и двух ЦНД. Поступая в сопловые коробки ЦВД, пар проходит регулирующую одновенечную ступень и пять ступеней давления. В конце процесса расширения в ЦВД давление пара составляет 0,3 МПа, а влажность его достигает 13 %. Поэтому отработавший в ЦВД пар направляют в промежуточный сепаратор-пароперегреватель (СПП), который представляет собой комплекс из двух одинаковых аппаратов, расположенных рядом с турбиной. Аппараты соединены параллельно как по перегреваемому, так и по греющему пару. Каждый из них представляет собой цилиндрический сосуд, состоящий из трех основных узлов: в верхней

части расположен сепаратор, а затем последовательно — пароперегреватели первой и второй ступеней. В первой ступени перегрева используется пар из первого отбора ЦВД при давлении 1,85 МПа, а во второй — свежий пар.

Из промежуточного перегрева пар с параметрами 0,27 МПа и 240 °С через две стопорные заслонки по двум ресиверным трубам, проходящим над турбиной, подводится к двум ЦНД.

ЦНД двухпоточные, симметричные. Каждый поток состоит из пяти ступеней. Последняя ступень имеет рабочую лопатку длиной 852 мм и кольцевую площадь выхода $6,26 \text{ м}^2$. При более глубоком расчетном вакууме устанавливается последняя ступень с длиной лопатки 1030 мм и кольцевой площадью выхода $8,2 \text{ м}^2$. Процесс расширения заканчивается при сухости пара около 0,93.

Валопровод турбогенератора состоит из ротора ЦВД, двух роторов ЦНД и ротора генератора. Каждый из роторов валопровода уложен на двух опорных подшипниках. Передний подшипник комбинированный (опорно-упорный). Корпус его выносной, опирающийся на фундаментную раму, остальные подшипники встроены в выходные патрубки ЦНД. Все роторы соединены жесткими муфтами; полу-муфта ротора ЦВД откована заодно с валом. Валоповоротное устройство расположено на крышке подшипника между ЦНД.

Ротор ЦВД цельнокованный из стали ЭИ-415. Лопатки первой ступени имеют постоянный профиль и цельнофрезерованный бандаж. Лопатки остальных ступеней закрученные, переменного профиля, с ленточным бандажом на периферии. Роторы ЦНД сварные. Входные кромки рабочих лопаток двух последних ступеней всех потоков для увеличения сопротивления эрозии упрочнены электроискровой обработкой.

Низкие начальные параметры пара обусловили простую одностенную конструкцию корпуса ЦВД. Он состоит из двух половин, отлитых из стали 25Л. Сопловые сегменты регулирующей ступени установлены непосредственно в расточке корпуса. Диафрагмы первых двух и последней нерегулируемых ступеней ЦВД расположены в расточках корпуса, а двух предпоследних ступеней — в обойме. Такая конструкция обусловлена необходимостью размещения патрубков отбора. Проточная часть ЦВД после каждой ступени имеет ловушки для отвода влаги.

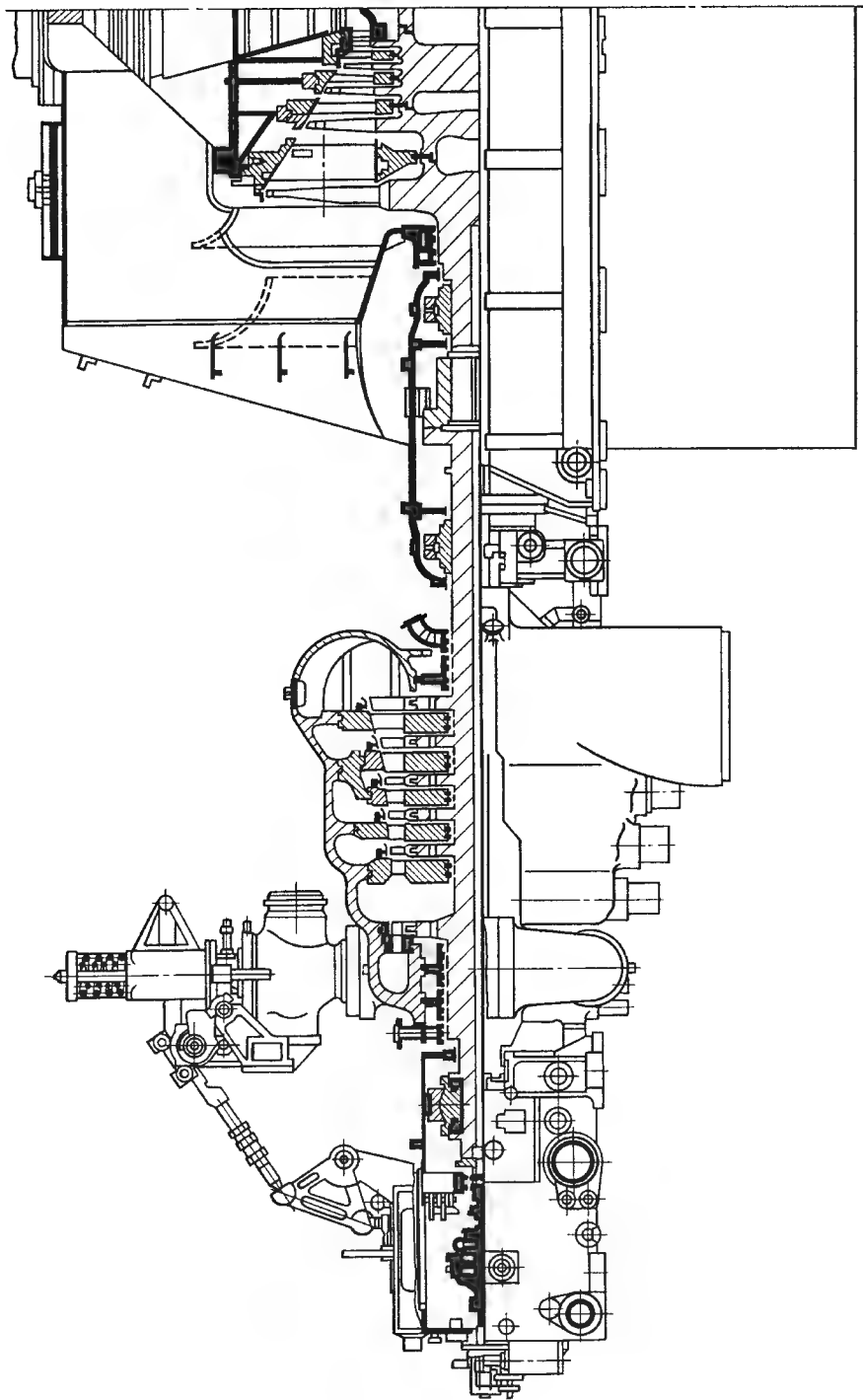


Рис. 11.67. Турбина К-220-4,3 ХТЗ

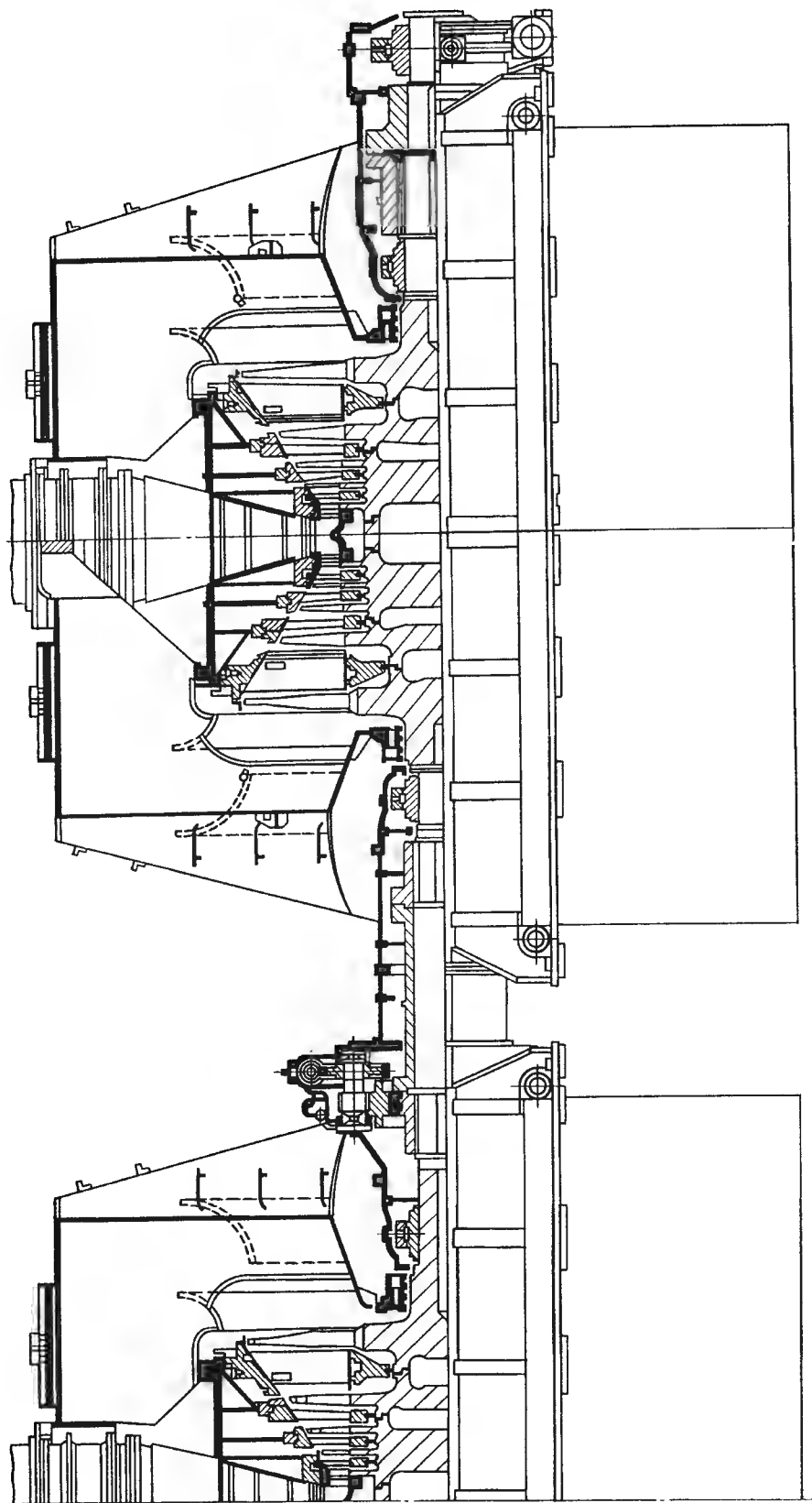


Рис. 11.67 (окончание)

Каждый ЦНД выполнен с двухстенным корпусом. Кроме периферийного влагоудаления в ЦНД предусмотрена внутриканальная сепарация в полых сопловых лопатках последней ступени.

Корпус ЦВД лапами опирается на корпуса подшипников, а ЦНД устанавливаются непосредственно на фундаментные рамы своими опорными поясами. Турбина имеет два фиксункта, расположенных в области паровпуска ЦНД.

Турбина К-1000-5,9/50 ЛМЗ. Турбина предназначена для работы на двухконтурных АЭС в моноблоке с водо-водяным реактором ВВЭР-1000. Параметры свежего пара следующие: давление 5,89 МПа, влажность 0,5 %. Давление в конденсаторе при температуре охлаждающей воды 20 °С составляет 4,3—5,5 кПа, частота вращения — 50 с⁻¹. Турбина выполнена с дроссельным парораспределением.

Турбина состоит из ЦВД и четырех ЦНД, расположенных попарно слева и справа от ЦВД.

Пар из парогенераторов по четырем паропроводам диаметром 600 мм подводится к четырем блокам стопорно-регулирующих клапанов. Блоки клапанов установлены рядом с турбиной. Четыре паропровода, идущие от них, попарно объединяются для подачи пара в ЦВД через два штуцера диаметром 700 мм, расположенные в нижней половине корпуса ЦВД. Это не требует отсоединения перепускных труб от турбины перед вскрытием ЦВД.

В двухпоточном ЦВД (рис. 11.68) пар расширяется до давления 0,58 МПа и влажности 14,4 %. Для обеспечения малых скоростей и тем самым для уменьшения эрозионного износа отвод пара из ЦВД в СПП осуществляется по четырем патрубкам диаметром 1000 мм. В турбоустановке использовано четыре СПП, установленных по два с каждой стороны турбины. В СПП сначала сепарируется влага, а затем происходит одноступенчатый перегрев свежим паром до температуры 250 °С при давлении 0,51 МПа. Непосредственно на крышках СПП установлены стопорные поворотные заслонки и регулирующие клапаны, имеющие индивидуальный сервомоторный привод. Клапаны обеспечивают защиту турбины от разгона при аварийных режимах с отключением генератора от сети.

К каждому из ЦНД пар подводится по двум трубам диаметром 1,2 м, которые раздваиваются на два коротких патрубка диаметром 850 мм, по которым пар поступает в верхние и нижние половины ЦНД.

Валопровод турбины состоит из ротора ЦВД, четырех роторов ЦНД и ротора электрического генератора. Каждый из роторов уложен на два опорных подшипника; вкладыши всех подшипников сегментные. Отдельные роторы соединены жесткими муфтами. Упорный подшипник, совмещенный с опорной частью в одном вкладыше, расположен между ЦВД и ЦНД-2.

Цилиндр высокого давления выполнен двухпоточным. Каждый из потоков состоит из пяти ступеней. Корневой диаметр всех ступеней одинаков и равен 1275 мм; высота рабочей лопатки первой ступени составляет 100 мм, последней — 370 мм.

Ротор ЦВД изготовлен цельнокованым из стали Р2МА. Его полумуфты выполнены заодно с валом. Корпус ЦВД двухстенный. Внутренний корпус охватывает две первые ступени обоих потоков. Он устанавливается во внешнем корпусе обычным образом с помощью системы шпонок, обеспечивающих свободное, но вполне определенное тепловое расширение относительно внешнего корпуса. Подвод пара во внутренний корпус через стенку внешнего выполнен с помощью соединения телескопического типа (см. рис. 11.17), достаточно плотного, но не препятствующего взаимному тепловому перемещению внутреннего и внешнего корпусов. Диафрагмы третьей — пятой ступеней установлены по одной в обоймах, а последние — во внешнем корпусе ЦВД. Это позволяет после каждой ступени, начиная со второй, организовать отборы пара, вместе с которыми удастся отвести и значительную часть образующейся воды. Оба корпуса ЦВД изготовлены из нержавеющей стали.

Приняты и другие меры по снижению износа ЦВД, вызванного протекающим плотным влажным паром. Вильчатые хвостовики рабочих лопаток закрывают обод диска, который выполнен из слаболегированной стали, хуже сопротивляющейся эрозионному износу, чем нержавеющие стали. Кроме того, бандажи выполнены заодно с рабочей частью лопаток с наклоненной по ходу пара внутренней поверхностью, способствующей за счет центробежных сил отводу влаги в улавливающие камеры; сами рабочие лопатки электронным лучом свариваются в пакеты из четырех-пяти лопаток по бандажам и хвостовикам, что повышает их вибрационную надежность. Для этой же цели в бандажных полках рабочих лопаток последних ступеней установлена специальная демпферная связь.

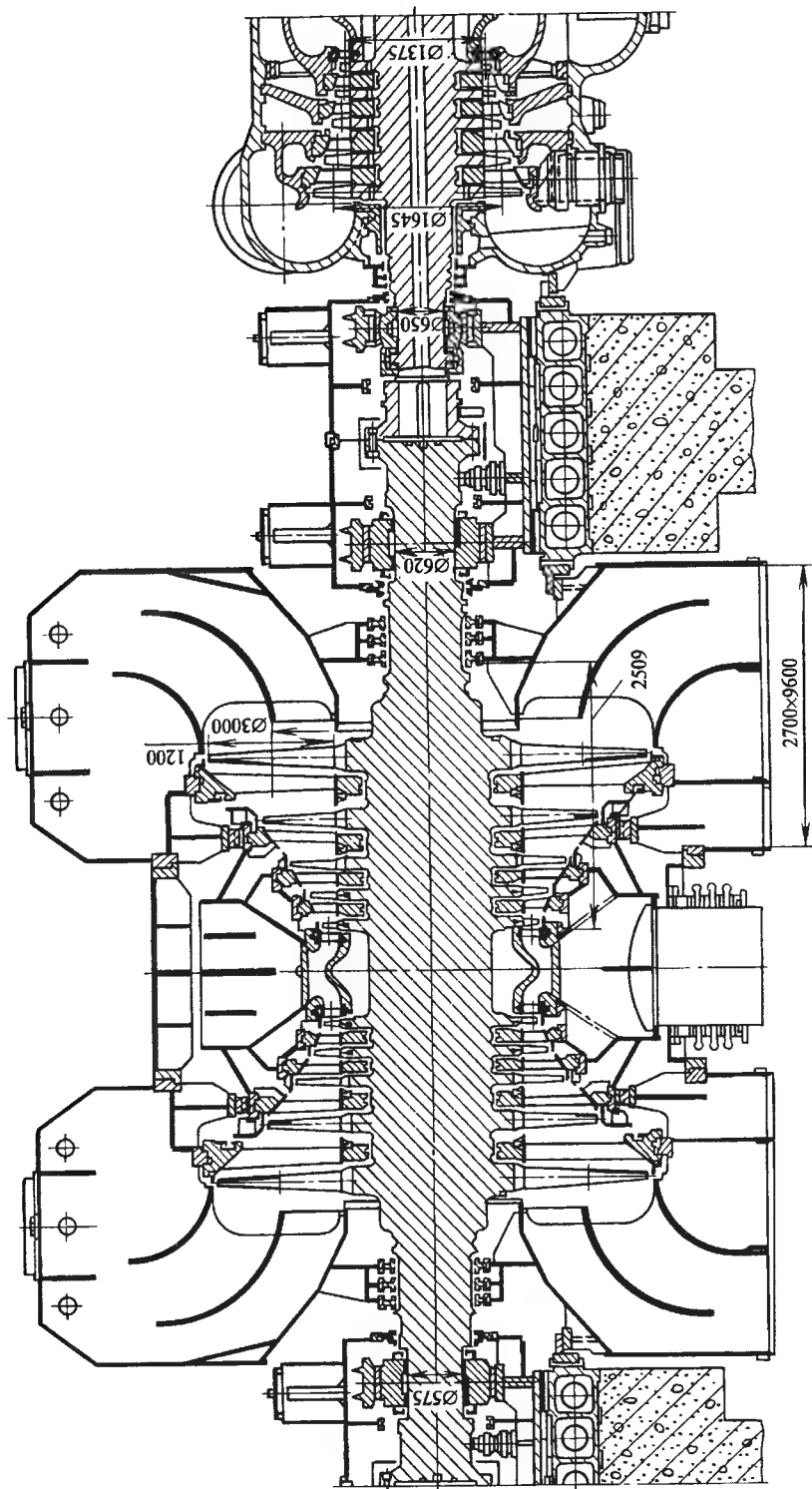


Рис. 11.68. Турбина К-1000-5,9/50 ЛМ3

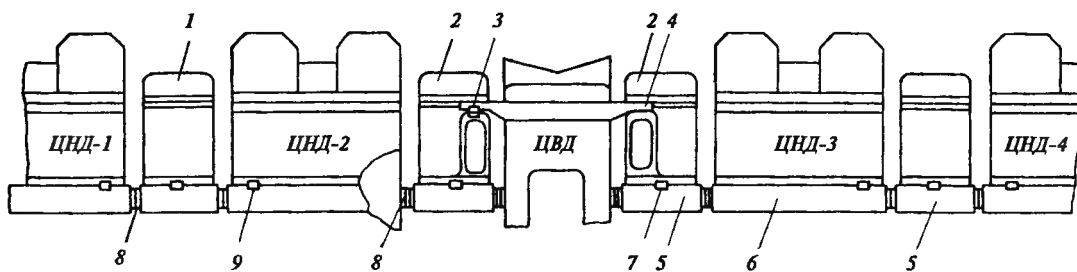


Рис. 11.69. Схема тепловых расширений турбины К-1000-5,9/50 ЛМЗ

Проточная часть ЦНД полностью унифицирована с проточной частью ЦНД турбины К-1200-23,5. В частности, для работы при глубоком вакууме предусматривается использование рабочей лопатки из титанового сплава длиной 1200 мм. Однако, в отличие от ЦНД турбины К-1200-23,5, для ротора использована не сварная, а цельнокованая конструкция без центрального сверления (см. рис. 11.6). Обладая прочностью сварного ротора, цельнокованный ротор требует существенно меньших расхода металла (примерно в 2 раза) и времени изготовления (примерно в 4—6 раз).

Схема тепловых расширений турбины на фундаменте показана на рис. 11.69. Корпуса подшипников 1 ЦНД и 2 ЦВД с помощью продольных шпонок (не показаны на рисунке) и поперечных шпонок 7 фиксируются на фундаментных рамах 5. Аналогичным образом с помощью поперечных шпонок 9 фиксируются ЦНД, устанавливаемые своими опорными поясами на узкие фундаментные рамы 6. Цилиндр высокого давления подвешивается к корпусам подшипников 2 с помощью лап. Одна из лап посредством поперечной шпонки 3 фиксирует корпус ЦВД относительно корпуса подшипника. Вторая лапа 4 скользит по своей опоре свободно. Тем самым обеспечиваются относительно малые тепловые перемещения всех цилиндров турбины. Вертикальные плоскости всех цилиндров и корпусов подшипников совмещаются с помощью вертикальных шпонок 8.

Турбина К-1000-5,9/25-1 ХТЗ. Турбина К-1000-5,9/25-1 имеет частоту вращения 1500 мин^{-1} и номинальную мощность 1100 МВт при работе на насыщенном паре с начальными параметрами 5,89 МПа и $274,3^\circ\text{C}$ (начальная влажность 0,5 %), с внешней сепарацией и двухступенчатым перегревом пара до температуры 250°C при давлении 1,12 МПа и давлении в конденсаторе 4 кПа. При давлении в конденсаторе 5,9 кПа турбина поставляется с двумя ЦНД (при $p_k = 4 \text{ кПа}$ поставляется с тремя ЦНД).

От четырех парогенераторов реактора ВВЭР-1000 по четырем трубам пар подается к четырем блокам комбинированных стопорно-регулирующих клапанов, расположенным по обе стороны турбины. Все четыре регулирующих клапана перемещаются одновременно, т. е. в турбине используется дроссельное парораспределение.

В двухпоточном ЦВД (рис. 11.70) пар расширяется и при давлении 1,2 МПа и влажности 12 % отводится в четыре СПП. В сепараторе происходит отделение образовавшейся влаги. Затем пар перегревается сначала в первой ступени паром, отбираемым из ЦВД с параметрами 2,82 МПа и 230°C , а затем во второй ступени свежим паром. После промежуточного перегрева пар поступает в двухпоточный ЦСД, а из него — в две ресиверные трубы, расположенные над турбиной. Из ресиверных труб он раздается на три двухпоточных ЦНД, из которых направляется в боковые конденсаторы.

Турбина состоит из ЦВД, ЦСД и трех ЦНД (при давлении в конденсаторе 4 кПа). Валопровод турбины состоит из пяти роторов цилиндров и ротора генератора. Каждый из роторов уложен в два опорных подшипника. Роторы соединены между собой жесткими муфтами, полумуфты которых откованы заодно с валами. Упорный подшипник выполнен отдельно и размещен в корпусе между ЦВД и ЦСД.

ЦВД выполнен двухпоточным. Ротор ЦВД сварнокованный, жесткий. Корпус ЦВД двухстенный. Тонкостенный внутренний корпус изготовлен из эрозионно стойкой стали. В нем размещаются две пары диафрагм двух потоков. Четыре обоймы также содержат по две диафрагмы. Диафрагмы ЦВД сварные. Перед установкой во внутренний корпус или обойму диафрагмы соединяются болтами попарно в осевом направлении. Разъем диафрагм плотно затягивается болтами после их установки. Это уменьшает протечки пара поверх установочных гребней и снижает опасность щелевой эрозии. За внутренним

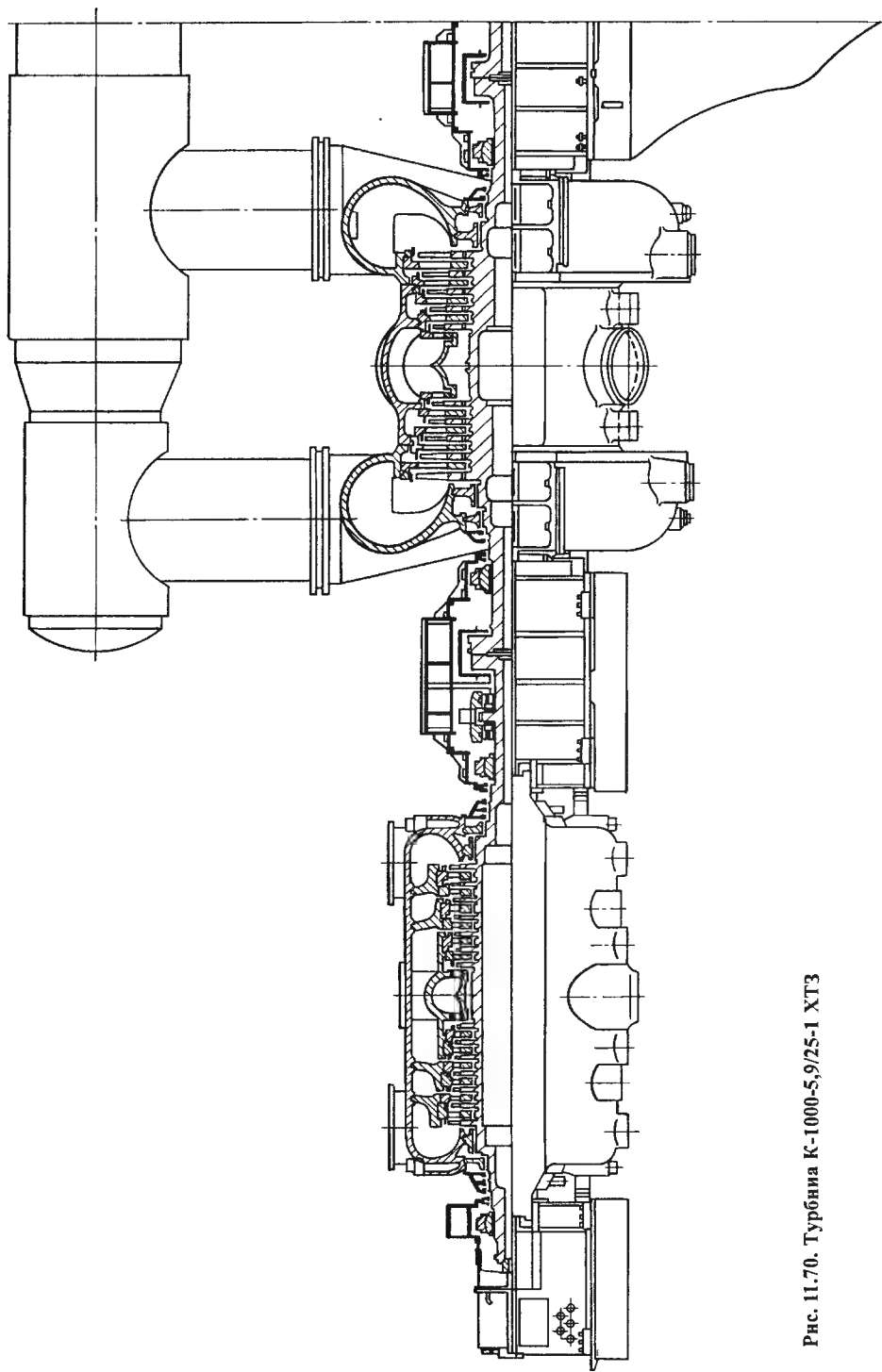


Рис. 11.70. Турбина К-1000-5,9/25-1 ХТЗ

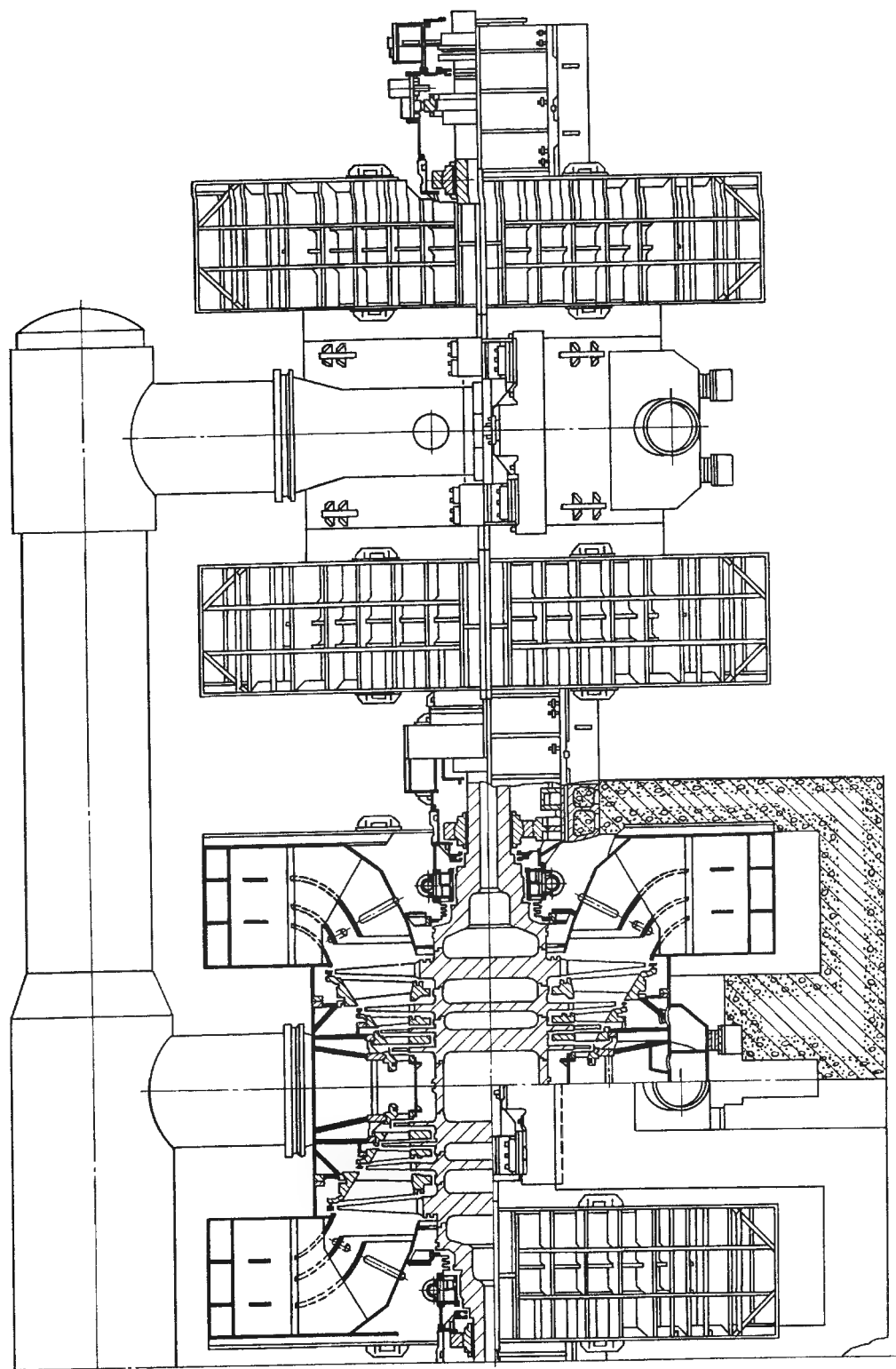


Рис. 11.70 (окончание)

корпусом и за обоймами выполнены патрубки отборов пара на регенерацию.

ЦСД также выполнен двухпоточным. В каждом потоке установлено по четыре ступени (в варианте турбины с двумя ЦНД в каждом потоке ЦСД размещено по пять ступеней). Ротор ЦСД сварнокованный, жесткий. Корпус ЦСД состоит из трех частей, отлитых и затем скрепленных болтами по вертикальным технологическим разъемам. Диафрагмы, устанавливаемые непосредственно в корпусе ЦСД, выполнены сварными. Их полотна и ободы изготовлены из низколегированной стали.

Проточная часть ЦНД состоит из двух потоков по пять ступеней. Последняя ступень имеет средний диаметр 4150 мм, длину рабочей лопатки 1450 мм. Корпус ЦНД выполнен одностенным ввиду сравнительно небольшого давления на входе (примерно 0,35 МПа). Турбина снабжена боковыми конденсаторами.

Турбина К-1000-5,9/25-2 ХТЗ. Турбина предназначена для работы на двухконтурной АЭС в моноблоке с водо-водяным реактором ВВЭР-1000. Давление свежего пара составляет 5,89 МПа, влажность — 0,5 %, расчетное давление в конденсаторе — 3,92 кПа при температуре охлаждающей воды 15 °С. Номинальная мощность турбины 1114 МВт, частота вращения 1500 мин⁻¹. Турбина выполнена с дроссельным парораспределением и имеет три (по числу ЦНД) подвальных конденсатора.

Пар из парогенераторов по четырем паропроводам подводится к четырем блокам стопорно-регулирующих клапанов, установленным рядом с турбиной (рис. 11.71). Каждый из блоков включает в себя стопорный клапан диаметром 600 мм, внутри которого расположен регулирующий клапан диаметром 480 мм. От клапанов в ЦВД пар поступает через два патрубка диаметром 800 мм, расположенных в нижней половине корпуса.

Отвод пара из ЦВД при давлении 1,2 МПа и влажности 12 % осуществляется по четырем патрубкам, расположенным в нижней половине корпуса. По четырем ресиверным трубам диаметром 1200 мм, выполненным из нержавеющей стали, пар направляется к четырем СПП. После сепарации влаги, отводимой в ПВД, осуществляется двухступенчатый перегрев пара (в первой ступени — паром из отбора с давлением 2,98 МПа и температурой 233,5 °С, во второй ступени — свежим паром).

Перегретый пар с параметрами 1,14 МПа и 250 °С поступает в ресивер, из которого питаются три ЦНД. Таким образом, в отличие от турбины К-1000-5,9/1500-1 в рассматриваемой турбине отсутствует ЦСД. Непосредственно на входе в ЦНД установлены стопорные поворотные заслонки диаметром 1200 мм. Подвод пара в ЦНД осуществляется в нижние половины корпусов.

Собственно турбина состоит из ЦВД и трех одинаковых ЦНД, расположенных между ЦВД и генератором. Исключение ЦСД и другие меры, описываемые ниже, позволили сократить длину турбины по сравнению с турбиной К-1000-5,9/1500-1 с 57,4 до 52,2 м и уменьшить ее массу с конденсаторами на 350 т.

Валопровод турбоагрегата состоит из роторов четырех цилиндров и ротора генератора. Каждый из роторов уложен в два опорных подшипника. Все корпуса подшипников выполнены выносными, опирающимися на ригели. Корпуса подшипников, расположенные между цилиндрами, содержат по два опорных вкладыша соединяемых роторов. В корпусе между ЦВД и ЦНД дополнительно устанавливается симметричный упорный подшипник. Для соединения роторов используются жесткие муфты, полумуфты которых откованы заодно с концевыми участками валов. Насадную полумуфту имеет только ротор генератора. Между полумуфтами роторов генератора и ЦНД установлен промежуточный вал, на котором размещены кулачки обгонной муфты ВПУ. Валопровод снабжен гидростатической системой подъема роторов.

ЦВД выполнен двухпоточным, симметричным. Каждый из потоков включает семь ступеней. Ротор ЦВД сварнокованный, состоит из четырех частей. Материал ротора — хромомолибденовая сталь. Средняя часть ротора выполнена заодно с дисками. Такую конструкцию ротора иногда называют барабанной. Примерно одинаковая толщина корпуса и барабана позволяет уменьшить относительное расширение ротора и статора при переходных режимах. Диаметр шеек ротора в опорных подшипниках составляет 560 мм. На концевом участке ротора со стороны ЦНД заодно с валом выполнен гребень упорного подшипника диаметром 950 мм.

Рабочие лопатки установлены на дисках с помощью грибовидных хвостовиков. Рабочие лопатки первых ступеней имеют цельнофрезерованные бан-

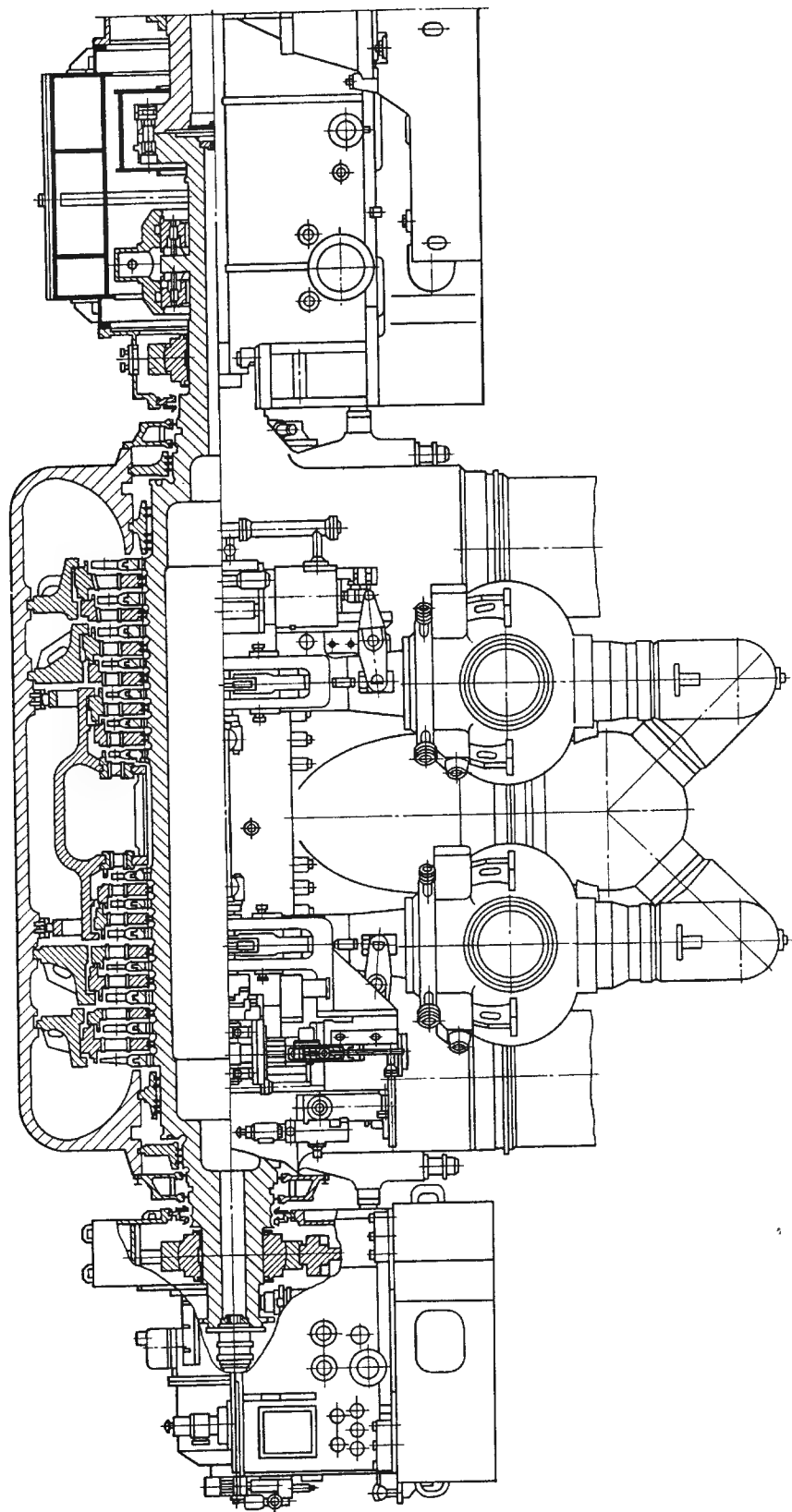


Рис. 11.71. Турбина К-1000-5,9/25-2 ХТЗ

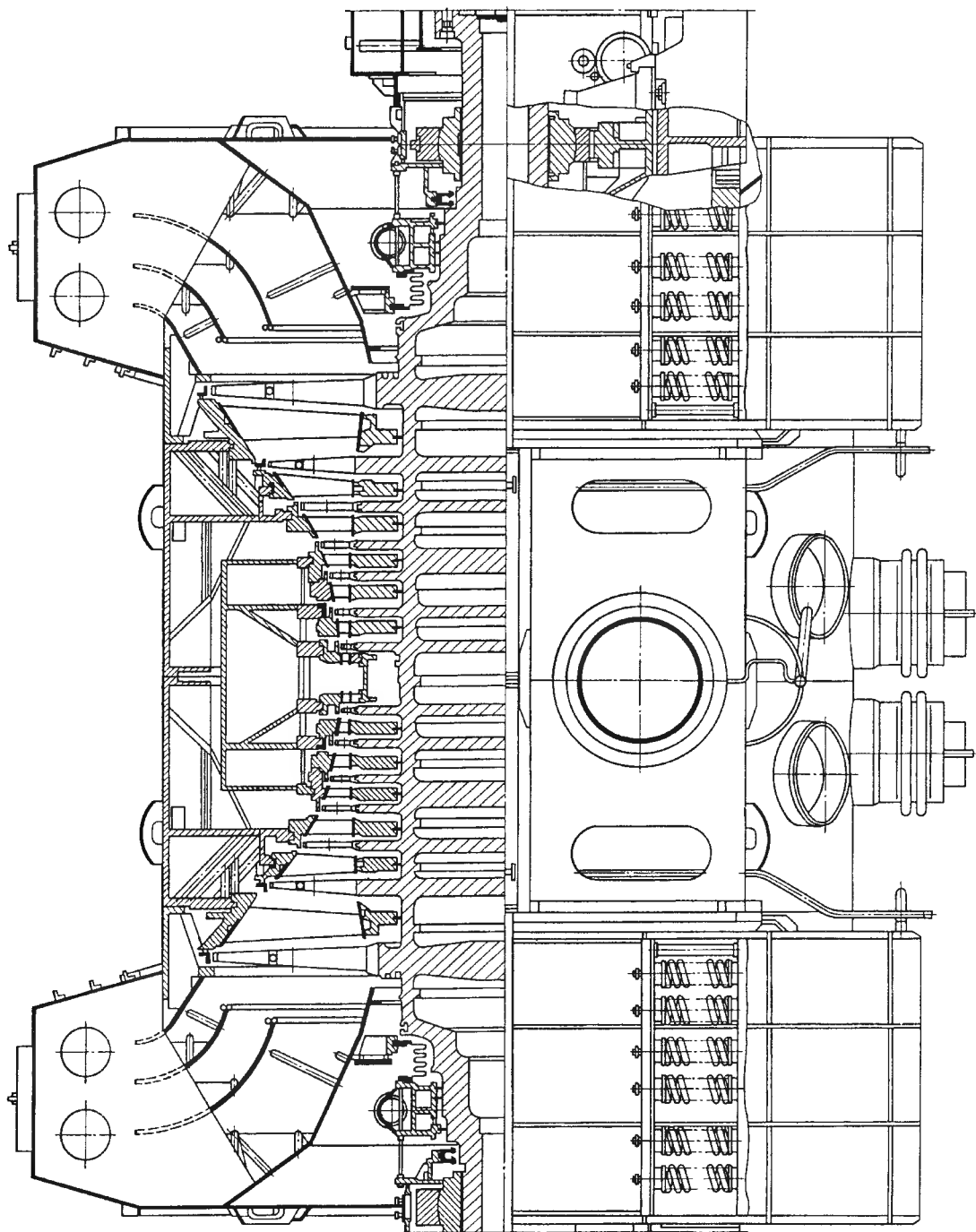


Рис. 11.71 (окончание)

дажи, а рабочие лопатки остальных ступеней — накладные приклепанные ленточные бандажи. Масса ротора ЦВД составляет 49,3 т, длина — 11 м.

Корпус ЦВД выполнен двухстенным. Внутренний корпус включает в себя по три ступени в каждом потоке. Две пары диафрагм последующих ступеней (в каждом потоке) установлены в обоймы, помещенные в расточках внешнего корпуса. Диафрагмы имеют сварную конструкцию, выполнены из нержавеющей стали, сболчиваются по разьему, а некоторые из них — попарно в осевом направлении. Внутренний корпус и обоймы в местах контакта с диафрагмами защищены вставками из нержавеющей стали для исключения щелевой эрозии. Внешний корпус ЦВД опирается на приливы подшипников с помощью лап, отлитых заодно с фланцами нижней части корпуса.

Проточная часть ЦНД состоит из двух потоков по семь ступеней в каждом. Ротор ЦНД сварной, изготовлен из 14 кованных заготовок. Концевые части имеют шейки диаметром 800 мм под опорные вкладыши. Размеры рабочей лопатки последней ступени такие же, как и у турбины К-1000-5,9/1500-1.

Рабочие лопатки пяти первых ступеней ЦНД имеют грибовидные хвостовики, двух последних — елочные с торцевой заводкой по дуге окружности. Все рабочие лопатки снабжены бандажами: первые три ряда имеют цельнофрезерованные бандажи с демпферными вставками, два последующих ряда — накладные ленточные бандажи, предпоследний ряд — цельнофрезерованный, последний — приклепываемый бандаж типа «наездник». Два последних ряда рабочих лопаток содержат по одной демпферной трубчатой связи; их входные кромки закалены токами высокой частоты для уменьшения эрозионного воздействия капель влаги.

Масса облопаченного ротора ЦНД составляет 178 т, длина — 12,5 м, максимальный диаметр — 5,622 м. Несколько большие массу и габариты имеет ротор ЦНД с учетом промежуточного вала и установленного на нем колеса валоповоротного устройства.

Корпус ЦНД состоит из среднего корпуса с заключенной в нем проточной частью и двух выходных патрубков. Поскольку давление на входе в ЦНД достаточно высокое (1,12 МПа), его корпус сделан двухстенным: внутренний корпус (обойма) содержит по четыре ступени в каждом потоке; диа-

фрагмы остальных ступеней установлены во внешнем корпусе. За первой, второй, четвертой и пятой ступенями организованы отборы пара на регенерацию, с которыми отводится значительная часть влаги. Кроме того, диафрагмы двух последних ступеней выполнены с внутриканальной сепарацией.

Диафрагмы ЦНД имеют сварную конструкцию: полотна и ободы их выполнены из углеродистой стали, бандажные ленты и сопловые лопатки — из нержавеющей стали.

Большие габариты ЦНД (осевой размер 11,38 м, поперечный — 14,8 м) приводят к появлению значительных сил, действующих на корпус от атмосферного давления; большими при этом оказываются и весовые нагрузки на фундамент от массы деталей. Поэтому создана специальная система опирания ЦНД на фундамент. Корпуса подшипников ЦНД выполнены выносными. Они устанавливаются на фундаментные рамы, залитые в поперечные ригели. К корпусам подшипников жестко прикреплены камеры концевых уплотнений ЦНД, а герметичность соединений этих камер с торцевыми стенками выходных патрубков обеспечивается установкой сильфонов, не препятствующих взаимному перемещению корпусов подшипников и ЦНД. Таким образом, нагрузка от веса ротора, составляющая около 200 т, воздействует только через корпуса подшипников на поперечные ригели и не передается на внешний корпус ЦНД.

В подавляющем большинстве конструкций конденсатор турбины присоединяется к ее выходному патрубку жестко, с помощью сварки; при этом конденсатор устанавливается на пружинах, допускающих тепловые расширения переходного патрубка и конденсатора, но передающих часть вертикальных усилий с конденсатора на корпус ЦНД. Для ЦНД рассматриваемой турбины только масса воды, заполняющей водяные камеры и трубки конденсатора, составляет почти 600 т. Поэтому принята раздельная схема опирания корпуса ЦНД и конденсатора: ЦНД опирается на верхнюю, а конденсатор — на нижнюю фундаментные плиты; их взаимное тепловое расширение компенсируется герметичным сильфонным соединением выходного патрубка ЦНД и переходного патрубка конденсатора.

Для опирания ЦНД на фундамент служат четыре торцевые лапы и дополнительно четыре боковых балкона. Торцевые лапы крепятся к торцевым

стенкам нижних частей выходных патрубков в зоне горизонтального разъема. С их помощью ЦНД опирается на фундаментные рамы, установленные на стенах фундамента. Между торцевыми лапами и рамами имеются разгрузочные устройства пружинного типа, воспринимающие часть вертикальной нагрузки, приложенной к корпусу, и уменьшающие тем самым силы трения на поверхностях опирания. Боковые балконы служат для дополнительного опирания ЦНД через блоки специальных пружин на продольные балки. Пружины боковых балконов и разгрузочные устройства торцевых лап воспринимают до 85 % массы ЦНД в сборе, и поэтому на опоры торцевых лап действуют небольшая часть массовой нагрузки и вертикальная сила от атмосферного давления.

Для обеспечения достаточной жесткости корпуса от действия атмосферного давления на торцевые стенки выходных патрубков между торцевыми лапами и средним корпусом установлены продольные стержневые фермы; они находятся внутри выходных патрубков. Дополнительное усиление обес-

печивается двумя коробами прямоугольного сечения, приваренными по бокам к нижней части среднего корпуса.

Тепловое расширение турбины организовано следующим образом. Все корпуса подшипников, как указывалось выше, являются выносными и зафиксированы на фундаментных рамах с помощью продольных и поперечных шпонок. Совмещение вертикальных плоскостей корпусов подшипников и цилиндров турбины осуществлено посредством вертикальных шпонок, расположенных между ними. Корпус ЦВД зафиксирован на приливах корпуса переднего подшипника поперечными шпонками, установленными между лапами и их опорными поверхностями. Другие лапы ЦВД свободно скользят по опорным поверхностям второго корпуса подшипника. Корпуса ЦНД не имеют силовой связи с корпусами подшипников. Фикспункт ЦНД образован посредством двух поперечных шпонок, установленных под торцевыми лапами ЦНД и фундаментными рамами.

СХЕМЫ И ЦИКЛЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

12.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Газотурбинной установкой называют тепловой двигатель, состоящий из трех основных элементов: воздушного компрессора, камеры сгорания и газовой турбины (рис. 12.1). Принцип действия ГТУ сводится к следующему. Из атмосферы воздух забирают компрессором *К*, после чего при повышенном давлении его подают в камеру сгорания *КС*, куда одновременно подводят жидкое топливо топливным насосом *ТН* или газообразное топливо от газового компрессора. В камере сгорания воздух разделяется на два потока: один поток в количестве, необходимом для сгорания топлива, поступает внутрь жаровой трубы *ЖТ*; второй — обтекает жаровую трубу снаружи и подмешивается к продуктам сгорания для понижения их температуры. Процесс сгорания в камере происходит при почти постоянном давлении.

Получающийся после смешения газ поступает в газовую турбину *Т*, в которой, расширяясь, совершает работу, а затем выбрасывается в атмосферу.

Развиваемая газовой турбиной мощность частично расходуется на привод компрессора, а оставшаяся часть является полезной мощностью газотурбинной установки.

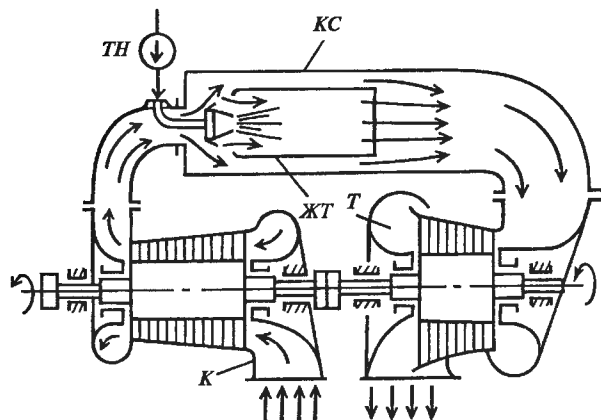


Рис. 12.1. Газотурбинная установка с горением при постоянном давлении

В отличие от паротурбинной установки полезная мощность ГТУ составляет только 30—50 % мощности турбины. Долю полезной мощности можно увеличить, повысив температуру газа перед турбиной или снизив температуру воздуха, засасываемого компрессором. В первом случае возрастает работа расширения газа в турбине, во втором — уменьшается работа, затрачиваемая на сжатие воздуха в компрессоре. Оба способа приводят к увеличению доли полезной мощности. Полезная мощность ГТУ зависит также от аэродинамических показателей проточных частей турбины и компрессора: чем меньше аэродинамические потери в турбине и компрессоре, тем большая доля мощности газовой турбины становится полезной.

Эффективность ГТУ в сравнении с другими тепловыми двигателями обнаруживается только при высокой температуре газа и высокой экономичности турбины и компрессора. Поэтому простой по принципу действия газотурбинный двигатель стали применять в промышленности позднее других тепловых двигателей, после того как был достигнут прогресс в технологии получения жаропрочных материалов и накоплены необходимые знания в области аэродинамики турбомашин.

Первые патенты с описанием устройств, относящихся по принципу действия к газотурбинному двигателю, были выданы в Англии *Джону Барберу* (1791 г.) и во Франции *Брессону* (1837 г.). По проекту Барбера для сжатия воздуха предполагалось использовать поршневой компрессор, в конструкции Брессона воздух сжимался центробежным вентилятором.

Первый газотурбинный двигатель был построен в России в 1897—1900 гг. инженером флота *П.Д. Кузьминским*. Газотурбинная установка Кузьминского состояла из поршневого компрессора, камеры сгорания и радиальной газовой турбины. Для уменьшения затраты мощности на сжатие воздуха охлаждение продуктов сгорания производилось не воздухом, а паром, который образовывался в змеевике, расположенном в камере сгорания. В это же время были изготовлены основные узлы установки,

некоторые из них прошли предварительное испытание, но затем все работы были прекращены.

В 1900—1904 гг. в Германии была испытана газотурбинная установка инженера *Штольце*, запатентованная им еще в 1872 г. В этой установке впервые был применен многоступенчатый осевой компрессор. В многоступенчатой турбине расширялся чистый воздух, предварительно нагретый в камере сгорания поверхностного типа — без смешения продуктов сгорания топлива и воздуха. Из-за низких КПД турбины и компрессора испытания дали отрицательный результат: установка не могла самостоятельно работать даже на холостом ходу. Конструкция агрегата Штольце интересна тем, что в основных чертах она близка к современным газотурбинным двигателям.

Полезная энергия от газотурбинного двигателя впервые была получена в 1906 г. при испытании установки французских инженеров *Арменго* и *Лемалья*. Агрегат состоял из газовой турбины со ступенями скорости, трехкорпусного центробежного компрессора и камеры сгорания, работающей на керосине. Продукты сгорания охлаждались водой, подаваемой в камеру сгорания через форсунки. Температура парогазовой смеси перед входом ее в турбину равнялась 560 °С. У агрегата Арменго и Лемалья КПД составлял всего 3—4 %. Низкое значение КПД объясняется прежде всего несовершенством компрессоров и турбины: внутренний КПД турбины был равен около 70—75 %, а группа компрессоров имела КПД всего 50—60 %.

Неудачи первых попыток создания экономичного газотурбинного двигателя заставили искать новые пути. Было ясно, что при несовершенных компрессорах затрата мощности на сжатие воздуха слишком велика и для ее снижения необходимо уменьшать количество и давление воздуха, сжимаемого компрессором.

Возникла идея разработки газотурбинного двигателя, в котором горение топлива происходит не при постоянном давлении $p = \text{const}$, а при постоянном объеме $v = \text{const}$ (рис. 12.2). Такая газотурбинная установка работает по следующему принципу. В камеру сгорания 3 через воздушный клапан 4 от компрессора 1 подают воздух, который через газовый клапан 6 вытесняет оставшиеся продукты сгорания. При заполнении камеры воздухом открывается топливный клапан 2, через который поступает топливо. После заполнения камеры воздухом и топливом все клапаны закрываются и при помощи запального устройства 5 смесь воспламеняется. Топ-

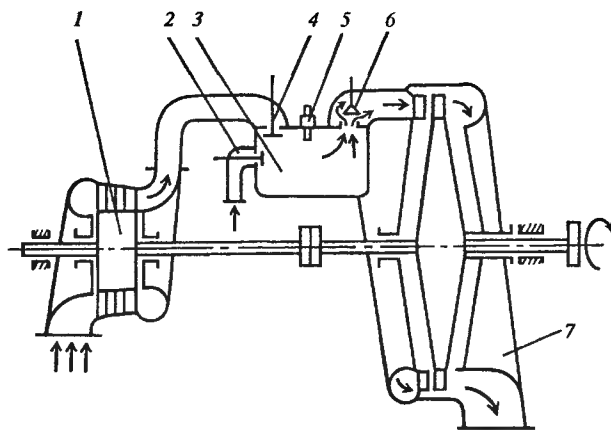


Рис. 12.2. Газотурбинная установка с горением при постоянном объеме

ливо сгорают при постоянном объеме; при этом температура и давление в камере возрастают. При максимальном давлении открывается газовый клапан 6, через который продукты сгорания направляются к соплам газовой турбины 7 и, расширяясь, совершают работу. При истечении газов из камеры сгорания давление в ней падает; когда оно достигает уровня давления, создаваемого компрессором, вновь открывается воздушный клапан 4, и весь процесс повторяется.

Газотурбинная установка с горением топлива при $v = \text{const}$ должна была иметь более высокую экономичность, так как необходимый расход воздуха и его давление при поступлении в камеру сгорания, а следовательно, и затраты мощности на привод компрессора относительно меньше, чем в установке с горением топлива при постоянном давлении $p = \text{const}$.

В начале XX в. было построено несколько установок, работавших по принципу $v = \text{const}$. Первой такой установкой была турбина русского инженера *В.В. Кароводина*, построенная и испытанная в 1908 г. в Париже. КПД двигателя составлял около 3 % при мощности 1,18 кВт (1,6 л. с.).

Большая работа по созданию газотурбинной установки, имеющей $v = \text{const}$, была проведена инженером *Хольцвартом*; в период 1908—1933 гг. он разработал несколько конструкций такого типа. Наиболее совершенный двигатель Хольцварта имел КПД около 18 %, мощность 2000 кВт и весьма сложную схему. Такие установки, несмотря на некоторый успех, не получили применения, так как имели существенные недостатки: сложную и мало надежную камеру сгорания с клапанным газорас-

пределением; неэкономичную работу газовой турбины из-за пульсирующего характера потока газа, вытекающего из камер сгорания.

Данные в области аэродинамики турбомашин, накопленные при работе с установками Хольцварта и создании наддувных агрегатов для парогенераторов с топками под повышенным давлением, позволили вновь использовать цикл при $p = \text{const}$.

В 1939 г. в Швейцарии фирмой «Броун—Бовери» была построена газотурбинная установка с горением при $p = \text{const}$ мощностью 4000 кВт (см. схему рис. 12.1). Установка предназначалась для привода электрического генератора на резервной электростанции в г. Невшателе и автоматически запускалась и включалась в сеть при понижении частоты в сети ниже допустимого уровня. Эта установка при температуре газов перед турбиной 550 °С имела КПД около 18 %, что являлось большим достижением и свидетельствовало о совершенстве турбины и компрессора. По данным испытаний внутренний КПД турбины равнялся 88 %, компрессора — 85 %.

Для повышения термического КПД газотурбинной установки с горением топлива при $p = \text{const}$ большое значение имели результаты, полученные венгерским инженером *Ендрассиком* в 1937—1939 гг. при испытании газотурбинной установки мощностью 73,6 кВт (100 л.с.). Эта установка имела теплообменник (регенератор), в котором теплота газов, покидающих турбину, использовалась для подогрева воздуха перед его поступлением в камеру сгорания. При температурах газов перед турбиной 475 °С и засасываемого компрессором воздуха около 5 °С КПД установки составлял 21,2 %.

Эти результаты позволяли рассматривать газотурбинную установку как перспективный тепловой двигатель. Во многих странах была начата разработка газотурбинных двигателей различного назначения. В 1941 г. прошел испытание первый локомотив с газотурбинным двигателем; несколько позднее были предприняты попытки применения ГТУ на судах.

В 1941 г. первый полет совершил самолет с газотурбинным (турбореактивным) двигателем. Начиная с 1950 г. предпринимаются попытки использовать газотурбинный двигатель и в автомобиле.

В последние годы газотурбинная установка получает все более широкое применение в различных отраслях промышленности. Причиной этого являются характерные качества газотурбинного двигателя: простота тепловой и кинематической схемы; относительная простота конструкции; малая масса, приходящаяся на единицу мощности; высокая ма-

невренность; сравнительно простая автоматизация эксплуатации. Кроме того, в последние годы имеются значительные достижения как в области аэродинамики турбомашин, так и в разработке жаропрочных сталей и сплавов. Успехи аэродинамики и металлургии позволили поднять тепловую экономичность ГТУ до необходимого уровня и создать предпосылки для внедрения ГТУ в различные области народного хозяйства.

В ГТУ применяется газообразное и легкое жидкое топливо. При использовании жидкого топлива тяжелых сортов, содержащего вредные примеси, нужна специальная система топливоподготовки для предотвращения коррозии деталей турбины под воздействием содержащихся в тяжелом топливе соединений серы и ванадия. Проблема использования твердого топлива в ГТУ находится в стадии интенсивной опытно-промышленной разработки.

Возможность применения ГТУ для различных целей демонстрируется данными табл. 12.1, где сопоставлены области применения тепловых двигателей основных типов.

ГТУ применяют также в качестве наддувных агрегатов в ДВС и в парогенераторах с топкой под повышенным давлением, а также наряду с ДВС в качестве привода всевозможных вспомогательных и резервных электрогенераторов, пожарных насосов и др.

Из приведенных в табл. 12.1 данных видно, что ГТУ является универсальным двигателем, имеющим различное назначение. Однако ГТУ достигли широкого применения не во всех перечисленных областях, можно назвать две области — авиацию и дальней газоснабжение, где они получили преиму-

Таблица 12.1. Область применения тепловых двигателей

Область применения	ГТУ	ПТУ	ДВС
Стационарная энергетика	+	+	+
Дальнее газоснабжение	+	—	+
Металлургическая промышленность (технологический процесс)	+	+	—
Нефтяная промышленность (технологический процесс)	+	—	—
Транспорт:			
воздушный	+	—	+
водный	+	+	+
автомобильный	+	—	+
железнодорожный	+	—	+

Примечание. ДВС — двигатель внутреннего сгорания.

щественное использование. В авиации газотурбинный двигатель занимает ведущее место, почти полностью вытеснив двигатель внутреннего сгорания.

На компрессорных станциях магистральных газопроводов ГТУ используются в качестве двигателей для привода газоперекачивающего компрессора. Топливом служит природный газ, отбираемый из магистральной линии.

В стационарной энергетике на тепловых электрических станциях применяются газотурбинные установки различного типа и назначения. ГТУ пикового назначения работают в периоды максимума потребления электрической энергии (обычно менее 2000 ч в год). Резервные ГТУ обеспечивают собственные нужды ТЭС в период, когда основное оборудование не эксплуатируется.

Наивысшая экономичность при минимальной удельной стоимости среди всех тепловых двигателей достигнута в комбинированных парогазотурбинных установках (ПГУ). ПГУ представляет собой сочетание газотурбинных и паротурбинных установок: отходящие от ГТУ газы подаются в котел-утилизатор, где вырабатывается водяной пар, подаваемый в паровую турбину (см. гл. 13), которая дает дополнительную мощность, составляющую примерно половину мощности ГТУ. Подобные ПГУ получили название утилизационных ПГУ, или ПГУ-У. Лучшие из работающих ПГУ-У имеют КПД свыше 55 %, и существует тенденция дополнительного повышения экономичности ПГУ-У до 60 % и более.

Одним из основных, по-видимому, наиболее перспективным способом использования твердого топлива в ГТУ является газификация твердого топлива (ГТТ) в реакторах, где это первично обработанное топливо подвергается газификации с помощью воздействия водяного пара и кислорода. Получаемый в реакторе горючий газ очищается и может быть использован как топливо в ГТУ. Объединение ГТТ с ПГУ дает возможность получить комбинированную энергетическую установку, работающую на угле, экономичность которой, по оценке, может составлять 43—44 %. Снижение экономичности этой установки по сравнению с ПГУ, работающими на газе, обусловлено тем, что при работе реактора расходуется энергия на собственные нужды (примерно 10 % мощности, вырабатываемой ПГУ). Удельные затраты на создание ПГУ с ГТТ превышают существенно затраты на ПГУ на газе и, по-видимому, выше, чем затраты на современные ПТУ на твердом топливе. Поскольку современные ПТУ имеют также и более высокую экономичность (выше 44 %), то

пока использование твердого топлива в ПГУ с ГТТ не выдерживает конкуренции с применением угля в традиционных, но высокоэффективных ПТУ. Результаты сравнения ПГУ с ГТТ и эффективных ПТУ могут измениться, если учесть, что процесс ГТТ совершенствуется и в нем производится утилизация содержащейся в углях серы, что, во-первых, обеспечивает работу установок ГТТ с лучшими экологическими показателями, а во-вторых, создается безотходная технология, в которой сера является полезным дополнительным продуктом.

По состоянию на текущий период в стационарной энергетике для мощных ТЭС наилучшими энергетическими установками являются: для газообразного и легкого жидкого топлива — ПГУ (в частности, ПГУ-У); для твердого топлива — эффективные совершенные современные ПТУ.

ГТУ находят применение также в качестве теплофикационных установок. В этом случае газы из турбины направляют в специальный котел или водяной подогреватель. Уменьшение температуры уходящих газов вызывает значительное возрастание КПД установки, а сама установка оказывается проще и дешевле соответствующей паротурбинной установки (см. гл. 13).

К отраслям промышленности, где применение газовых турбин создает большие преимущества, относится доменное производство. Для работы домы требуется воздух повышенного давления, который подается в печь воздуходувкой. Для привода воздуходувки следует использовать газотурбинную установку, потребляющую в качестве топлива доменный газ — побочный продукт доменного производства. Сейчас на некоторых металлургических заводах работают газотурбинные воздуходувки, опыт эксплуатации которых свидетельствует об их высокой эффективности и надежности.

На железнодорожном транспорте газотурбинные локомотивы (газотурбовозы) получили некоторое применение на линиях большой протяженности, где они имеют преимущества перед тепловозной тягой по стоимости перевозок.

Ряд газотурбинных установок эксплуатируется сейчас в торговом и военно-морском флоте, в основном на легких и сторожевых быстроходных судах, где особое значение имеет компактность и малая масса двигателя.

Газотурбинный автомобиль пока еще находится в стадии исследования экспериментальных образцов. Лучшие экспериментальные двигатели по эко-

номичности достигли уровня современных бензиновых автомобильных двигателей при меньшей массе.

Современная тенденция в развитии ГТУ состоит в повышении начальной температуры и давления рабочих газов при простых схемных решениях. Применение жаропрочных материалов и специального охлаждения горячих деталей позволило поднять температуру рабочих газов для ГТУ различного назначения до 1250—1500 °С. Дальнейший прогресс в этой области связан с совершенствованием систем охлаждения и в первую очередь способов охлаждения рабочих лопаток газовых турбин, а также с разработкой новых жаропрочных материалов. В ближайшее десятилетие ожидаются дальнейший рост единичных мощностей энергетических ГТУ и повышение начальной температуры рабочих газов.

12.2. ЦИКЛ ПРОСТОЙ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

Изучение циклов газотурбинных установок начнем с простой ГТУ, основными элементами которой являются компрессор K , камера сгорания $КС$ и турбина T (рис. 12.3).

Для упрощения анализа цикла примем, что физические свойства воздуха, проходящего через компрессор, и газов, проходящих через турбину, остаются неизменными; соответственно этому теплоемкости воздуха и газа $c_{pв}$ и $c_{pг}$, а также показатели изэнтропы $k_в$ и $k_г$ будем считать постоянными. Погрешность, вызываемая принятыми допущениями, невелика и не влияет на принципиальные выводы.

Рассмотрим цикл ГТУ в T, s -диаграмме, показанный на рис. 12.4, a , без учета потерь давления в воздушном и газовом трактах. Точка a определяет начальные параметры воздуха перед компрессором (p_a, T_a). Линия ab соответствует процессу сжатия воздуха в компрессоре до параметров p_b и T_b , а ли-

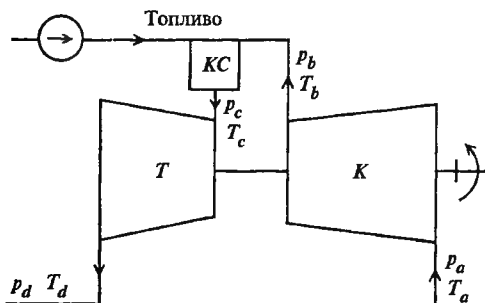


Рис. 12.3. Схема простой ГТУ

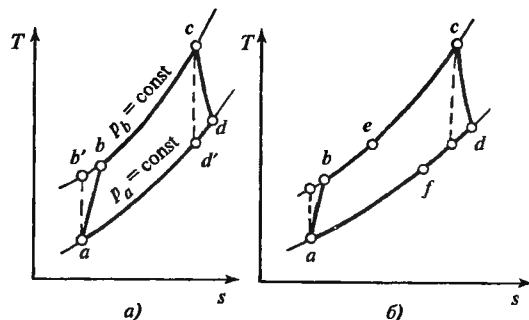


Рис. 12.4. Цикл простой ГТУ:

a — без регенерации; b — с регенерацией

ния ab' — изэнтропийному сжатию до того же конечного давления p_b и температуры T_{b1} . Условимся индексом «1» отмечать параметры в конце изэнтропийного сжатия или расширения. Линия bc соответствует изобарическому подводу теплоты в камере сгорания; при этом температура воздуха возрастает от T_b до T_c . В действительности в камере сгорания имеется снижение давления вследствие гидравлических потерь, поэтому $p_c < p_b$. Можно принимать

$$p_c = \lambda_1 p_b, \quad (12.1)$$

где λ_1 — коэффициент, учитывающий потери давления в воздушном тракте между компрессором и камерой сгорания и в самой камере сгорания; $\lambda_1 = 0,97 \dots 0,98$.

Линия cd изображает процесс расширения газа в турбине до давления p_d . Вследствие потерь давления в газовом тракте за турбиной $p_d > p_a$. Аналогично предыдущему примем

$$p_a = \lambda_2 p_d, \quad (12.2)$$

где λ_2 — коэффициент, учитывающий потери давления в системах всасывания воздуха (перед компрессором) и выхода газов (за турбиной); $\lambda_2 = 0,96 \dots 0,98$.

Обозначив $\lambda = \lambda_1 \lambda_2$, установим зависимость между отношениями давления в компрессоре и турбине:

$$\epsilon = p_b / p_a, \quad \delta = p_c / p_d.$$

Учитывая (12.1) и (12.2), получаем

$$\delta = \lambda \epsilon. \quad (12.3)$$

Отметим условность изображения всего цикла ГТУ в единой T, s -диаграмме, состоящую в том, что T, s -диаграмма строго построена для одного неизменного вещества, в то время как цикл ГТУ на разных участках относится к разным веществам. На

участке ab он соответствует воздуху, на линии cd — продуктам сгорания, на линии bc идет подвод теплоты в результате реакции горения топлива. Линия da — условное замыкание цикла. На самом деле, в точке d продукты сгорания выбрасываются в атмосферу, а в точке a другое вещество — воздух — забирается из атмосферы компрессором.

Условность изображения цикла не мешает правильно проводить количественное определение характеристик различных процессов, принимая для каждого участка цикла присущие данному веществу значения теплоемкостей.

Удельной полезной работой ГТУ называют разность

$$H = H_T - H_K, \quad (12.4)$$

где H_T — работа расширения 1 кг газа в турбине; H_K — работа, затраченная на сжатие 1 кг воздуха в компрессоре;

$$H_T = c_{p\Gamma}(T_c - T_d); \quad H_K = c_{pB}(T_b - T_a); \quad (12.5)$$

$c_{p\Gamma}$ — средняя теплоемкость газа в интервале температур $T_c - T_d$; c_{pB} — средняя теплоемкость воздуха в интервале температур $T_b - T_a$.

Необходимо подчеркнуть, что при анализе циклов все температуры определяют по параметрам торможения.

Зависимости (12.5) можно представить через изоэнтروпийные разности температур, если воспользоваться выражениями для изоэнтروпийных КПД компрессора η_K и турбины η_T^* (h — энтальпии газа и воздуха в соответствующих точках).

По определению

$$\left. \begin{aligned} \eta_T &= \frac{h_c - h_d}{h_c - h_{dt}} = \frac{c_{p\Gamma}(T_c - T_d)}{c'_{p\Gamma}(T_c - T_{dt})} \approx \frac{T_c - T_d}{T_c - T_{dt}}; \\ \eta_K &= \frac{h_{bt} - h_a}{h_b - h_a} = \frac{c'_{pB}(T_{bt} - T_a)}{c_{pB}(T_b - T_a)} \approx \frac{T_{bt} - T_a}{T_b - T_a}. \end{aligned} \right\} \quad (12.6)$$

Пользуясь зависимостями (12.6), а также уравнением изоэнтропы, согласно которому

$$\left. \begin{aligned} T_{bt}/T_a &= \epsilon^{m_B}, \quad T_c/T_{dt} = \epsilon^{m_\Gamma}; \\ m_B &= (k_B - 1)/k_B, \quad m_\Gamma = (k_\Gamma - 1)/k_\Gamma, \end{aligned} \right\} \quad (12.7)$$

находим температуры T_d и T_b :

$$\left. \begin{aligned} T_d &= T_c [1 - (1 - \delta^{-m_\Gamma})\eta_T], \\ T_b &= T_a [1 + (\epsilon^{m_B} - 1)/\eta_K]. \end{aligned} \right\} \quad (12.8)$$

С учетом (12.8) зависимости (12.5) принимают вид:

$$\left. \begin{aligned} H_T &= \eta_T c_{p\Gamma} T_c (1 - \delta^{-m_\Gamma}), \\ H_K &= (1/\eta_K) c_{pB} T_a (\epsilon^{m_B} - 1). \end{aligned} \right\} \quad (12.9)$$

Предполагается, что КПД турбины и компрессора известны. Значения КПД определяют степень совершенства проточных частей турбины и компрессора.

Удельную подведенную теплоту q_1 определяют по разности энтальпий в точках c и b :

$$q_1 = (1/\eta_{K,c}) c_p (T_c - T_b), \quad (12.10)$$

где c_p — средняя теплоемкость процесса подвода теплоты в камере сгорания.

КПД камеры сгорания $\eta_{K,c}$ учитывает неполноту сгорания топлива и потери теплоты через стенки камеры сгорания; обычно $\eta_{K,c} = 0,97 \dots 0,99$.

Первая важная характеристика — КПД цикла ГТУ определяется выражением

$$\eta = (H_T - H_K)/q_1 = H/q_1, \quad (12.11)$$

которое при использовании формул (12.8) — (12.10) приобретает вид

$$\eta = \frac{\bar{c}_{p\Gamma} \tau \eta_T (1 - \delta^{-m_\Gamma}) - \bar{c}_{pB} (\epsilon^{m_B} - 1)/\eta_K}{\tau - 1 - (\epsilon^{m_B} - 1)/\eta_K} \eta_{K,c}, \quad (12.12)$$

где для краткости обозначим: $\bar{c}_{p\Gamma} = c_{p\Gamma}/c_p$; $\bar{c}_{pB} = c_{pB}/c_p$; $\tau = T_c/T_a$.

Целесообразность введения отношения температур $\tau = T_c/T_a$ очевидна: КПД η зависит только от отношения температур, но не абсолютных их значений (если пренебречь влиянием изменения $\bar{c}_{p\Gamma}$ и $\bar{c}_{pB}$, что вполне допустимо).

График зависимости (12.12) представлен на рис. 12.5. Расчеты выполнены без учета потерь в камере сгорания ($\eta_{K,c} = 1$) и в воздушном и газовом

* В литературе по паровым турбинам принято изоэнтропийный КПД турбины называть относительным внутренним КПД и обозначать η_{oi} .

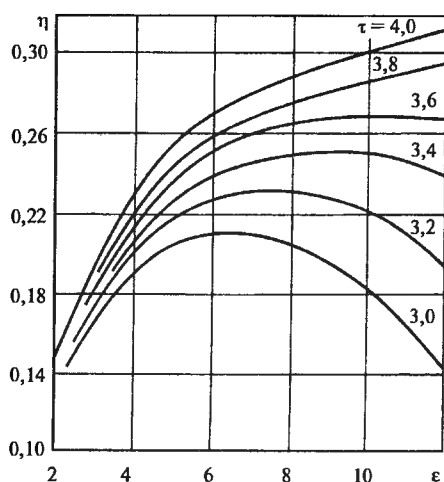


Рис. 12.5. График зависимости КПД простой ГТУ от отношения давлений и температур

трактах ($\lambda = 1$); кроме того, принято $\eta_T = 0,87$, $\eta_K = 0,84$ и $m_T = m_B = 0,275$. С ростом параметра τ увеличиваются максимальное значение η и оптимальное отношение давлений ϵ_η , т.е. такое отношение давлений, при которых КПД достигает максимального значения.

Значение оптимального отношения давлений может быть найдено аналитически из условия $\partial \eta / \partial \epsilon = 0$. Однако при проектировании ГТУ всегда имеется необходимость в построении графика зависимости $\eta = \eta(\epsilon)$ при заданном отношении температур с целью определения экономически целесообразного отношения давлений ϵ . Некоторые соображения о выборе ϵ приведены ниже.

Второй важной характеристикой цикла служит коэффициент полезной работы, определяемый как отношение полезной работы ГТУ к работе турбины:

$$\varphi = (H_T - H_K) / H_T = H / H_T. \quad (12.13)$$

Легко убедиться, что

$$\varphi = 1 - \frac{c_{pB}}{c_{pT}} \frac{1}{\tau \eta_T \eta_K} \frac{\epsilon^{m_B} - 1}{1 - \delta^{-m_T}}.$$

Для большей наглядности примем $\delta \approx \epsilon$ и $m_T \approx m_B \approx m$. Тогда

$$\varphi \approx 1 - \epsilon^m / (\tau \eta_T \eta_K). \quad (12.14)$$

Согласно (12.14) коэффициент полезной работы возрастает с уменьшением ϵ (при заданном τ) и

с увеличением τ , η_T и η_K . Если коэффициент полезной работы мал, то это означает, что полезная работа цикла мала в сравнении с работой турбины и что, следовательно, большая часть работы турбины расходуется на привод компрессора. В этом случае небольшое изменение работы турбины или компрессора (вследствие, например, изменения η_T или η_K) приводит к заметному относительному изменению полезной работы ГТУ и, следовательно, к изменению ее КПД.

Коэффициент полезной работы простой ГТУ сравнительно мал. Так, для ГТУ с $\tau = 3,6$ и $\epsilon = 8$ при $\eta_T = 0,87$ и $\eta_K = 0,84$ значение $\varphi = 0,37$.

Третьей важной характеристикой цикла является удельный расход газа, кг/кДж:

$$d = G / N, \quad (12.15)$$

где G — расход газа, кг/с; N — полезная мощность ГТУ, кВт.

Удельная работа ГТУ $H = H_T - H_K$ связана с удельным расходом d простым соотношением

$$H = d^{-1}. \quad (12.16)$$

Формулы (12.15) и (12.16) используют для определения мощности ГТУ, кВт:

$$N = G / d = GH.$$

Обе характеристики d и H определяют работоспособность 1 кг газа. Чем выше H и меньше d , тем меньший расход газа необходим для получения заданной мощности.

Используя выражение для полезной работы (12.4) и зависимости (12.9), можно доказать, что полезная работа достигает максимального значения при отношении давлений ϵ_H меньшем оптимального отношения ϵ_η .

Из изложенного очевидно, что при анализе схем ГТУ кроме КПД в качестве сравниваемых характеристик необходимо рассматривать также φ и H .

12.3. ЦИКЛ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ С РЕГЕНЕРАЦИЕЙ ТЕПЛОТЫ

В простой ГТУ газы покидают турбину с высокой температурой T_d и теплота $q_2 = c_{pT}(T_d - T_a)$ теряется бесполезно. Это обстоятельство является основной причиной невысокой экономичности простых ГТУ. Если использовать хотя бы часть теплоты q_2 , то это вызовет заметное увеличение КПД.

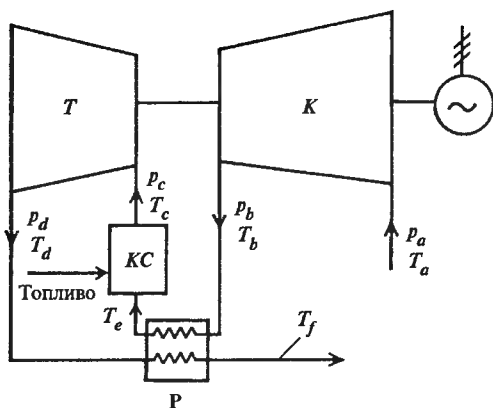


Рис. 12.6. Схема ГТУ с регенератором

Одним из путей использования теплоты уходящих газов является применение теплообменных аппаратов — *регенераторов*, в которых уходящие газы отдают часть своей теплоты воздуху, сжатому в компрессоре.

Схема ГТУ с регенератором показана на рис. 12.6. Газы, покидающие турбину T с температурой T_d , направляются в регенератор P , где отдают часть теплоты воздуху, подаваемому в регенератор от компрессора K при температуре T_b . В регенераторе температура воздуха повышается до значения T_e , так что необходимое количество топлива, расходуемое на подогрев воздуха в камере сгорания, при этом уменьшается и экономичность ГТУ возрастает по сравнению с экономичностью простой ГТУ без регенерации. Температура газов в регенераторе падает до значения T_f ; при температуре T_f газы выбрасываются в атмосферу.

Процесс ГТУ с регенерацией в T, s -диаграмме изображен на рис. 12.4, б. Линия be соответствует нагреву воздуха, а линия df — охлаждению газов в регенераторе.

Схема противоточного регенератора показана на рис. 12.7. Воздух в нем проходит по трубкам, закрепленным в трубных досках, а газ движется между трубками в противоположном направлении. При одинаковых расходах и теплоемкостях газа и воздуха в идеальном (без потерь теплоты) противоточном регенераторе нагрев воздуха $T_e - T_b$ равен снижению температуры газа, а температурный напор между газом и воздухом по всему тракту одинаков и равен температурному напору при выходе воздуха из регенератора $T_d - T_e$.

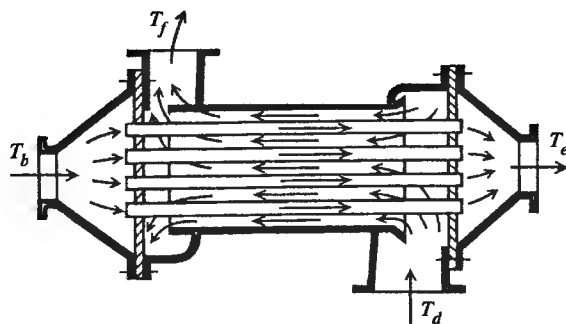


Рис. 12.7. Схема регенератора с противотоком

Сообщенное воздуху количество теплоты определяется повышением температуры воздуха в регенераторе с T_b до T_e :

$$q_v = c_{pv}(T_e - T_b).$$

Предельно возможное количество теплоты зависит от снижения температуры газов с T_d до T_b :

$$q_{\max} = c_{pt}(T_d - T_b).$$

Разумеется, в реальном регенераторе снижение температуры газов до T_b невозможно, ибо это потребовало бы бесконечно большой поверхности регенератора.

Эффективность регенератора как теплообменника оценивают *степенью регенерации* σ , определяемой отношением количества теплоты, переданного воздуху, к предельно возможному количеству теплоты:

$$\sigma = \frac{q_v}{q_{\max}} = \frac{c_{pv}}{c_{pt}} \frac{T_e - T_b}{T_d - T_b} \approx \frac{T_e - T_b}{T_d - T_b}. \quad (12.17)$$

Степень регенерации зависит от площади поверхности регенератора. Установим эту зависимость для регенератора с противотоком (рис. 12.7). Количество теплоты, сообщенное воздуху в единицу времени,

$$Q = kf(T_d - T_e), \quad (12.18)$$

где k — коэффициент теплопередачи в регенераторе; f — площадь теплопередающей поверхности регенератора.

Также можно записать

$$Q = Gc_{pv}(T_e - T_b). \quad (12.19)$$

Исключая из двух последних формул Q и используя выражение (12.17), получаем после преобразований:

$$\frac{f}{G} = \frac{c_{pB}}{k} \frac{\sigma}{1 - \sigma}. \quad (12.20)$$

Выразив в последней формуле расход G через мощность N и полезную работу H , получим, что площадь поверхности регенератора, отнесенная к мощности, имеет вид

$$\frac{f}{N} = \frac{c_{pB}}{kH} \frac{\sigma}{1 - \sigma}. \quad (12.21)$$

Полученное соотношение показывает, что удельная площадь поверхности регенератора f/N зависит от степени регенерации и при σ , стремящемся к единице, отношение f/N неограниченно растет. Этот вывод легко понять, если учесть, что при $\sigma = 1$ температурный напор между газом и воздухом в регенераторе обращается в нуль ($T_e = T_d$). Из (12.21) следует также, что уменьшения удельной площади поверхности регенератора можно добиться путем интенсификации теплопередачи (увеличения k) и увеличения полезной работы H . Увеличению H при заданной мощности соответствует падение расхода G , а следовательно, и количества теплоты, передаваемого в регенераторе от газа к воздуху.

Оценим влияние степени регенерации на η , φ и H . Нетрудно убедиться, что формулы (12.13) и (12.4), определяющие φ и H , останутся неизменными и при наличии регенерации. Выражение (12.11) для КПД η , разумеется, изменится, поскольку теперь в камере сгорания будет подводиться меньшее количество теплоты:

$$q_1 = c_p(T_c - T_e).$$

Температуру T_e определим с помощью (12.17), предполагая заданную степень регенерации σ :

$$T_e = T_b + (T_d - T_b)\sigma,$$

или

$$T_e = T_c \left\{ \frac{1}{\tau} \left(1 + \frac{\varepsilon^{m_B} - 1}{\eta_K} \right) + \sigma \left[1 - \left(1 - \delta^{-m_r} \right) \eta_T - \frac{1}{\tau} \left(1 + \frac{\varepsilon^{m_B} - 1}{\eta_K} \right) \right] \right\}. \quad (12.22)$$

Выражение для КПД получим из формул (12.11) и (12.9) с учетом последних зависимостей для q_1 и T_e :

$$\eta = \eta_{K.C} \frac{\bar{c}_{pT} \eta_T \left(1 - \delta^{-m_r} \right) - 1 - \frac{1}{\tau} \left(1 + \frac{\varepsilon^{m_B} - 1}{\eta_K} \right) - \bar{c}_{pB} \frac{\varepsilon^{m_B} - 1}{\tau \eta_K}}{-\sigma \left[1 - \eta_T \left(1 - \delta^{-m_r} \right) - \frac{1}{\tau} \left(1 + \frac{\varepsilon^{m_B} - 1}{\eta_K} \right) \right]}. \quad (12.23)$$

При отсутствии регенерации $\sigma = 0$ и (12.23) совпадает с (12.12).

Зависимость (12.23) представлена в виде графиков на рис. 12.8 для двух значений τ и нескольких значений σ . Кривые $\eta = \eta(\varepsilon)$ при $\tau = \text{const}$ сходятся в одну точку, характерную тем, что в ней $T_d = T_b$. В этом случае эффект от введения регенератора равен нулю, так как газ и воздух при входе в регенератор имеют одинаковую температуру и теплообмен отсутствует. Дальнейшее увеличение ε ведет к отрицательному эффекту регенератора, так как температура воздуха, поступающего в регенератор, становится выше температуры газа на выходе из турбины ($T_b > T_d$).

Из данных рис. 12.8 видно, что введение регенерации существенно увеличивает КПД цикла. Оптимальное отношение давлений ε_η понижается по мере роста степени регенерации. Это объясняется тем, что с увеличением ε при фиксированных значениях температур T_a и T_c уменьшается располагаемый температурный перепад $T_d - T_b$ в регенераторе, а следовательно, и эффективность регенерации теплоты.

Повышение экономичности ГТУ при введении регенерации теплоты при $t_c = 800^\circ\text{C}$; $t_a = 15^\circ\text{C}$ ($\tau = 3,73$); $\eta_T = 0,87$; $\eta_K = 0,84$, $m = 0,275$; $\lambda = 1$ демонстрируется данными табл. 12.2.

Следует подчеркнуть, что приведенные данные, а также данные рис. 12.8 получены без учета гидравлического сопротивления регенератора; действительный выигрыш в КПД от применения регенерации, как будет видно из дальнейшего, значительно меньше.

Таблица 12.2. Влияние степени регенерации на характеристики ГТУ

Показатель	Значение σ			
	0	0,5	0,75	1,00
ε_η	11	6,17	4,12	1
$\eta, \%$	28,2	32,8	36,1	62
$\frac{\eta - \eta_{\sigma=0}}{\eta}, \%$	0	14,0	21,9	54,5

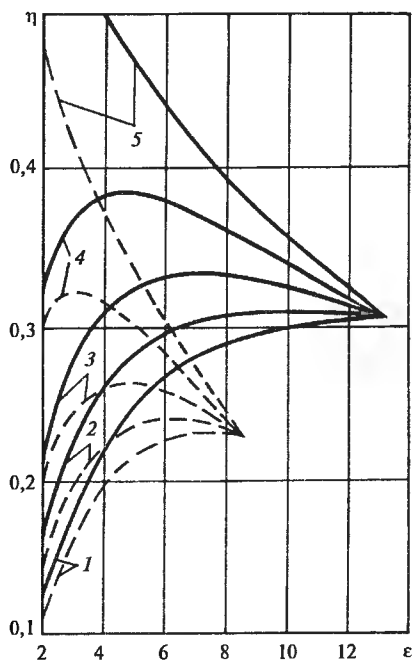


Рис. 12.8. КПД ГТУ с регенерацией при $\eta_r = 0,87$; $\eta_k = 0,84$; $m = 0,275$:

1 — $\sigma = 0$; 2 — $\sigma = 0,2$; 3 — $\sigma = 0,5$; 4 — $\sigma = 0,8$; 5 — $\sigma = 1$;
 — — — $\tau = 4$; — — — $\tau = 3,2$

Ранее отмечалось, что полезная работа простой ГТУ без регенерации достигает максимального значения при отношении давлений ε_H , меньшем оптимального. Очевидно, что значение ε_H от степени регенерации не зависит. В то же время оптимальное отношение давлений ε_η уменьшается с ростом регенерации. Следовательно, с ростом σ значения ε_η и ε_H сближаются, а при значительной степени регенерации $\varepsilon_\eta < \varepsilon_H$.

В виде иллюстрации на рис. 12.9 приведен график зависимости $\varepsilon_\eta = f(\sigma)$ для $\tau = 4$. Там же для сравнения показано значение $\varepsilon_H = 7$. График рис. 12.9 позволяет заключить, что при обычной

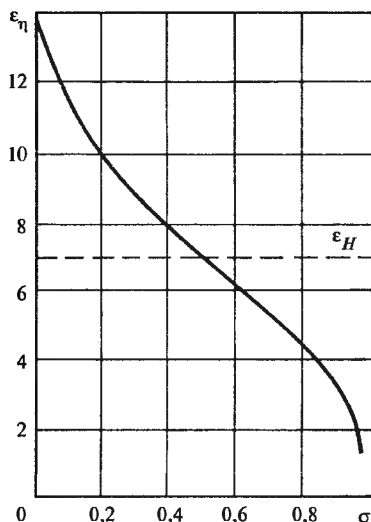


Рис. 12.9. Оптимальное отношение давлений ГТУ с регенерацией теплоты для $\tau = 4$ (по данным рис. 12.8)

степени регенерации $\sigma = 0,6 \dots 0,8$ с целью уменьшения размеров и массы ГТУ целесообразно принимать отношение давлений больше оптимального, поскольку максимальная работа ГТУ достигается при $\varepsilon_H > \varepsilon_\eta$.

Коэффициент полезной работы φ при введении регенерации заметно возрастает вследствие уменьшения ε_η [см. (12.14)].

12.4. ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУР T_a , T_c И КПД АГРЕГАТОВ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

При оценке влияния температур T_a и T_c , КПД турбины и компрессора, а также ряда других факторов (потерь давления в трактах, механических потерь, которые рассматриваются далее) на характеристики ГТУ необходимо иметь в виду существенную особенность ГТУ, отличающую ее от других тепловых двигателей: полезная мощность ГТУ составляет некоторую долю от мощности, развиваемой самой газовой турбиной. Эта доля определяется коэффициентом полезной работы φ , который для газотурбинной установки равен около 0,4—0,5, т.е. значительно меньше, чем, например, для паротурбинной установки, где коэффициент полезной работы близок к единице. Чем меньше коэффициент полезной работы, тем более чувствительна установка (ее КПД и мощность) к изменению аэродинамических, механических и других потерь в ее агрегатах. Если, например, в паротурбинной установке какие-нибудь поте-

ри составляют 1 % работы расширения турбины, то полезная мощность ПТУ за счет этих потерь также снижается приблизительно на 1 %. В газотурбинной установке потеря, равная 1 % мощности турбины, составляет 1/φ процентов полезной мощности, так что при φ, равном, скажем, 0,4, снижение мощности ГТУ составляет 2,5 %.

По этой же причине относительное изменение температур T_c или T_a вызывает сравнительно большее относительное изменение КПД, удельной работы и коэффициента полезной работы ГТУ.

Рассмотрим теперь количественное влияние указанных факторов на η , ϕ и H . Ввиду достаточно сложной структуры формул удобно воспользоваться методом малых отклонений, т.е. определять изменение η , ϕ и H при малом изменении T_c или любого другого параметра.

Влияние температур T_a и T_c . Для оценки влияния T_a и T_c на КПД воспользуемся формулой (12.23) и определим частную производную $\partial\eta/\partial\tau$. Учитывая (12.14) и принимая для простоты $\delta \approx \epsilon$ и $m_T \approx m_B$, получаем

$$\frac{\partial\eta}{\partial\tau} = \frac{1 - \eta \left\{ \sigma + (1 - \sigma) / [(1 - \epsilon^{-m}) \eta_T] \right\}}{\tau\phi} \eta.$$

Переходя далее к конечным малым приращениям, получаем удобную формулу, позволяющую определить относительное изменение КПД при изменении τ :

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \frac{1 - \eta \left\{ \sigma + (1 - \sigma) / [(1 - \epsilon^{-m}) \eta_T] \right\}}{\phi} \frac{\Delta\tau}{\tau}. \quad (12.24)$$

Пример 12.1. С учетом принятых в табл. 12.2 данных при $\sigma = 0$ имеем: $\epsilon_{\eta} = 11$; $\eta = 0,282$. Найдя ϕ по (12.14) ($\phi = 0,290$) и подставив значения всех величин в (12.24), получим $\Delta\eta/\eta = 1,12\Delta\tau/\tau$.

В данном примере изменение τ на 1 % вызывает соответствующее по знаку изменение КПД на 1,12 %.

Для оценки раздельного влияния T_a и T_c учтем, что $\tau = T_c/T_a$ и, следовательно, $\Delta\tau/\tau = \Delta T_c/T_c - \Delta T_a/T_a$. В нашем примере $\Delta\eta/\eta = 1,12(\Delta T_c/T_c - \Delta T_a/T_a)$.

Если принять $T_a = 288$ К и $T_c = 1073$ К, то уменьшение температуры воздуха на 10 К вызывает относительное увеличение КПД на 3,9 %. Чтобы достичь такого же результата за счет изменения начальной температуры газов, потребуется увеличить T_c на 37 К.

Приведенный пример наглядно показывает целесообразность установки ГТУ в северных районах с низкой среднегодовой температурой воздуха.

Подобным способом исследуется влияние T_c и T_a на ϕ и H . Из зависимостей (12.4), (12.9) и (12.14) получаем

$$\frac{\Delta\phi}{\phi} = \left(\frac{1}{\phi} - 1 \right) \frac{\Delta\tau}{\tau}; \quad (12.25)$$

$$\frac{\Delta H}{H} = \frac{1}{\phi} \frac{\Delta T_c}{T_c} - \left(\frac{1}{\phi} - 1 \right) \frac{\Delta T_a}{T_a}. \quad (12.26)$$

Для условий примера 12.1

$$\Delta\phi/\phi = 2,45\Delta\tau/\tau;$$

$$\Delta H/H = 3,45\Delta T_c/T_c - 2,45\Delta T_a/T_a.$$

Как видно, коэффициент полезной работы и удельная работа изменяются более значительно, чем КПД. Это объясняется тем, что при повышении, например, температуры T_c растет не только работа турбины H_T , но и количество подведенной теплоты $q_1 = c_p(T_c - T_b)$. При понижении T_a падает H_K и растет $H = H_T - H_K$, но одновременно требуется подвод дополнительного количества теплоты в камере сгорания, так как с понижением T_a уменьшается температура воздуха за компрессором T_b и растет q_1 .

Влияние КПД турбины и компрессора на H , ϕ и η . Из формул (12.4), (12.14) и (12.23) при неизменных τ , ϵ найдем относительные приращения $\Delta H/H$, $\Delta\phi/\phi$ и $\Delta\eta/\eta$ при изменении КПД турбины и компрессора:

$$\frac{\Delta H}{H} = \frac{1}{\phi} \frac{\Delta\eta_T}{\eta_T} + \left(\frac{1}{\phi} - 1 \right) \frac{\Delta\eta_K}{\eta_K}; \quad (12.27)$$

$$\frac{\Delta\phi}{\phi} = \frac{1 - \phi}{\phi} \left(\frac{\Delta\eta_T}{\eta_T} + \frac{\Delta\eta_K}{\eta_K} \right); \quad (12.28)$$

$$\begin{aligned} \frac{\Delta\eta}{\eta} &= \frac{1 - \sigma\eta}{\phi} \frac{\Delta\eta_T}{\eta_T} + \\ &+ \frac{1 - \phi}{\phi} [1 - (1 - \sigma)\eta] \frac{\Delta\eta_K}{\eta_K}. \end{aligned} \quad (12.29)$$

Формула (12.27) подтверждает вывод о существенном влиянии потерь в турбине и компрессоре на полезную работу (мощность) ГТУ. Изменение КПД

турбины или компрессора на 1 % вызывает соответственное изменение H на $1/\varphi$ или $1/\varphi - 1$ процентов. КПД компрессора оказывает меньшее влияние на H , чем КПД турбины, так как сама мощность компрессора меньше, чем мощность турбины, и ее изменение на 1 % ведет к меньшему изменению полезной мощности ГТУ, чем при изменении на 1 % мощности турбины. По тем же причинам коэффициент полезной работы существенно зависит от потерь в турбине и компрессоре, что видно из (12.28).

Относительное приращение КПД, как видно из (12.29), зависит не только от φ , но и от степени регенерации σ . Влияние регенерации на $\Delta\eta/\eta$ станет ясным, если учесть, что изменение η_t ведет к изменению располагаемого перепада температур $T_d - T_b$. Так, при уменьшении η_t температура за турбиной растет, вызывая увеличение располагаемой разности $T_d - T_b$. Это ведет к увеличению доли теплоты, передаваемой воздуху в регенераторе, и, следовательно, к снижению количества теплоты, подводимого в камере сгорания. Значит, уменьшение η_t ведет не только к снижению полезной работы (что вызывает снижение КПД и учитывается коэффициентом φ), но одновременно служит причиной некоторого уменьшения количества теплоты подводимого в камере сгорания, причем это уменьшение тем больше, чем больше степень регенерации. Если регенерация отсутствует, то, как легко видеть, изменение η_t не влияет на расход теплоты в камере сгорания. Формула (12.29) отражает влияние обоих отмеченных факторов: в первом слагаемом множитель $1/\varphi$ учитывает изменение η за счет изменения полезной работы, а множитель $1 - \sigma\eta$ характеризует влияние степени регенерации σ . Множитель же при $\Delta\eta_k/\eta_k$ в (12.29) является произведением двух множителей: $(1 - \varphi)/\varphi$, определяющего влияние КПД компрессора на КПД ГТУ в связи с изменением полезной работы, а также $1 - (1 - \sigma)\eta$, отражающего влияние регенерации. Природу этого влияния можно установить, рассуждая следующим образом.

С уменьшением η_k (при неизменных T_a и ε) растет температура за компрессором T_b , а следовательно, и температура за регенератором T_e . Однако увеличение T_e оказывается тем меньше, чем больше степень регенерации. Последнее утверждение легко понять, если рассмотреть предельный случай $\sigma = 1$, когда температура воздуха за регенератором равна T_d , т.е. вообще не зависит от η_k . Значит, для установок без регенерации или с малой степенью

регенерации уменьшение КПД компрессора сильнее влияет на подвод теплоты в камере сгорания, чем в установках с высокой степенью регенерации. Полученные выводы полностью согласуются с формулой (12.29), из которой следует, что изменение КПД установки при изменении η_k на 1 % тем больше, чем меньше степень регенерации.

12.5. ВЛИЯНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ГАЗОВОГО И ВОЗДУШНОГО ТРАКТОВ

Как уже отмечалось, влияние потерь в воздушном и газовом трактах приводит к тому, что отношение давлений в турбине становится меньше, чем отношение давлений в компрессоре. Мерой уменьшения отношения давлений служит параметр

$$\lambda = \delta/\varepsilon.$$

Для определения λ газовый и воздушный тракты разбивают на несколько участков, для каждого из которых находят относительную потерю давления:

$$\xi_i = \Delta p_i / p_i, \quad (12.30)$$

где Δp_i — потеря давления на i -м участке; p_i — давление в начале i -го участка.

В общем случае параметр λ можно представить в виде произведения:

$$\lambda = \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3 \dots \lambda_n, \quad (12.31)$$

в котором λ_i — отношение давления за участком к давлению перед ним:

$$\lambda_i = (p_i - \Delta p_i) / p_i = 1 - \xi_i.$$

Таким образом,

$$\lambda = (1 - \xi_1)(1 - \xi_2) \dots (1 - \xi_n) \quad (12.32)$$

или, поскольку $\xi_i \ll 1$,

$$\lambda \approx 1 - (\xi_1 + \xi_2 + \dots + \xi_n) = 1 - \xi, \quad (12.33)$$

где

$$\xi = \sum_{i=1}^n \xi_i. \quad (12.34)$$

Для ГТУ с регенерацией $\lambda \approx 0,9$.

Влияние потерь в воздушном и газовом трактах удобно вначале проследить на значении коэффициента полезной работы φ . Для этой цели воспользуемся формулой (12.3). Принимая $\delta = \lambda \varepsilon = (1 - \xi)\varepsilon$ и учитывая, что $\xi \ll 1$, находим

$$\delta^m \approx (1 - m\xi)\varepsilon^m.$$

Подставляя это выражение в (12.13) и принимая $m_T = m_B = m$, после упрощений получаем

$$\frac{\Delta\varphi}{1 - \varphi_0} = - \frac{m\xi}{\varepsilon^m - 1 - m\xi} \approx - \frac{m\xi}{\varepsilon^m - 1}. \quad (12.35)$$

В этой формуле $\Delta\varphi = \varphi - \varphi_0$, где φ_0 — значение φ при $\xi = 0$ (т.е. при отсутствии потерь в воздушном и газовом трактах). Формула (12.35) показывает, что относительное уменьшение коэффициента полезной работы пропорционально ξ (т.е. сумме относительных потерь давления). Степень снижения коэффициента φ существенно зависит от отношения $\tau = T_c/T_a$. С ростом отношения τ чувствительность ГТУ к влиянию потерь в тракте интенсивно снижается, так как при этом растут ε^m и φ_0 , а коэффициент при ξ в правой части (12.35) быстро падает.

Для определения относительного изменения КПД следует, пользуясь формулой (12.29), сравнить его значение с η_0 — значением КПД при $\xi = 0$ ($\delta = \varepsilon$). При этом можно получить формулу, пригодную для конечных малых приращений КПД:

$$\frac{\Delta\eta}{\eta_0} \approx - \frac{1 - \sigma\eta_0}{1 - \sigma\eta_0\Delta} \Delta, \quad (12.36)$$

в которой $\Delta\eta = \eta - \eta_0$, $\Delta = m\xi / [(\varepsilon^m - 1)\varphi_0]$.

На рис. 12.10 представлены построенные по (12.36) зависимости относительного КПД η/η_0 от относительной потери давления ξ и начальной температуры t_c для установок без регенерации и с регенерацией ($\sigma = 0,75$). Результаты получены для оптимальных условий, т.е. расчет произведен по ε_η для каждого значения температуры.

Снижение КПД прямо пропорционально относительной потере давления ξ .

Влияние потерь в трактах тем меньше, чем выше температура газа перед турбиной (чем выше τ).

Особо следует остановиться на влиянии потерь в регенераторе. Ранее было показано, что введение регенерации дает существенный выигрыш в КПД ГТУ. Однако при определении выигрыша в КПД не учитывалось весьма значительное аэродинамическое сопротивление регенератора.

Как видно из рис. 12.10, влияние потерь в схемах с регенерацией примерно такое же, как и в схемах без регенерации, если сравнение производить при одинаковых относительных потерях давления ξ . Но сами потери ξ при значительной степени регенерации в 2—3 раза больше, чем при отсутствии регенерации; следовательно, и снижение КПД, вызванное потерями в воздушном и газовом трактах, оказывается в 2—3 раза больше в схемах с регенерацией, а действительный выигрыш в КПД при введении регенерации значительно меньше, чем теоретический, полученный без учета дополнительных потерь давления в регенераторе.

В табл. 12.3 сопоставлены значения КПД для схем с регенерацией ($\sigma = 0,75$) и без регенерации при следующих условиях: $t_a = 15^\circ\text{C}$; $\eta_T = 0,87$; $\eta_K = 0,84$; $m = 0,275$

Для схемы без регенерации принято $\xi = 0,04$; для схемы с регенерацией — $\xi = 0,1$.

В последней строке табл. 12.3 представлены значения относительной экономии теплоты:

$$\Delta q/q_0 = (q_0 - q)/q_0 = \Delta\eta/\eta,$$

где $q = 1/\eta$; $q_0 = 1/\eta_0$; q, η — удельный расход теплоты и КПД схемы с регенерацией (при $\xi = 0,1$); q_0, η_0 — удельный расход теплоты и КПД схемы без регенерации (при $\xi = 0,04$).

Сопоставляя эти цифры с данными табл. 12.2, видим заметное снижение выигрыша от регенерации. При $t_c = 800^\circ\text{C}$ действительная экономия теплоты составляет 16,5 вместо 21,9 % по данным табл. 12.2. Приведенные цифры показывают, что действительный выигрыш в экономичности вследствие применения регенерации (для $\sigma = 0,7 \dots 0,8$) меньше теоретического примерно в 1,3 раза.

Таблица 12.3. Экономичность ГТУ в зависимости от температуры газа и степени регенерации

Показатель	Значение		
$t_c, ^\circ\text{C}$	700	800	900
$\eta, \%$ при:			
$\sigma = 0$	23,6	27,2	30,3
$\sigma = 0,75$	28,6	32,6	35,9
$\Delta q/q_0, \%$	17,5	16,5	15,6

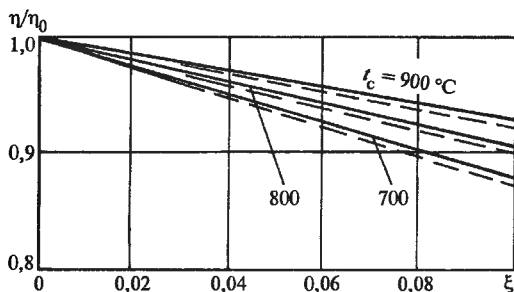


Рис. 12.10. Влияние потерь давления на КПД ГТУ при $t_a = 15^\circ\text{C}$; $\eta_T = 0,87$; $\eta_K = 0,84$; $m = 0,275$:

— без регенерации; - - - с регенерацией, $\sigma = 0,75$

12.6. ВЛИЯНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ И УТЕЧЕК В УПЛОТНЕНИЯХ НА КПД ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

Механические потери (в подшипниках, на привод масляного насоса и др.) оказывают примерно такое же влияние на КПД, как внутренние потери в турбине и компрессоре.

При переходе к количественной оценке влияния механических потерь на КПД ГТУ запишем баланс мощностей ГТУ в виде

$$N_e = N_T - N_K - \Delta N_M,$$

где N_e — эффективная (полезная) мощность ГТУ; N_T — мощность турбины; N_K — потребляемая компрессором мощность; ΔN_M — суммарные механические потери в ГТУ, которые можно выразить в долях от мощности турбины: $\Delta N_M = (1 - \eta_M)N_T$ (η_M — условный механический КПД турбины).

Эффективный КПД ГТУ

$$\eta_e = \frac{N_e}{Gq_1} \text{ или } \eta_e = \frac{H_T - H_K}{q_1} - \frac{H_T}{q_1} (1 - \eta_M),$$

но $(H_T - H_K)/q_1 = \eta$, следовательно,

$$(\eta_e - \eta)/\eta = -(1 - \eta_M)/\varphi. \quad (12.37)$$

Формула (12.37) показывает, что снижение КПД, вызванное механическими потерями, зависит не только от механического КПД η_M , но и от коэффициента полезной работы φ . Если, например $\eta_M = 0,97$, то при $\varphi = 0,3$ КПД ГТУ снижается на 10 %. Действительно, согласно (12.37) $(\eta_e - \eta)/\eta = -(1 - 0,97/0,3) = -0,1$.

Часто используют понятие «механический КПД ГТУ» η'_M , определяя его как отношение эффективной мощности к внутренней: $\eta'_M = N_e/N$. Очевидно, что между механическим КПД ГТУ и механическим КПД турбины существует простая зависимость:

$$\eta'_M = 1 - (1 - \eta_M)/\varphi. \quad (12.38)$$

Подставляя цифровые данные, получаем $\eta'_M = 1 - (1 - 0,97)/0,3 = 0,9$. Для ГТУ большой мощности $\eta'_M = 0,95 \dots 0,97$, т.е. значительно меньше, чем, например, для паровых турбин.

Утечки в уплотнениях компрессора и турбины также оказывают заметное влияние на экономичность ГТУ. Обозначим через ΔG_K утечку в уплотнении компрессора на напорной стороне и через ΔG_T

утечку в уплотнении турбины, а их доли от общего расхода G соответственно будут $\alpha_K = \Delta G_K/G$ и $\alpha_T = \Delta G_T/G$. Для оценки влияния α_K и α_T существует следующая зависимость:

$$\frac{\eta - \eta_0}{\eta_0} = - \frac{\alpha_T + \alpha_K(1 - \varphi)}{\varphi}, \quad (12.39)$$

где η_0 — КПД, вычисленный без учета утечек; η — КПД с учетом влияния утечек.

Формула (12.39) показывает, что степень влияния утечек, как и механических потерь, зависит от коэффициента полезной работы. Если, например, коэффициент утечки $\alpha_T = 0,005$, то при $\varphi = 1/3$ утечка вызывает снижение КПД ГТУ на 1,5 %. Значительное влияние утечек на эффективность ГТУ вынуждает уделять серьезное внимание уплотнениям турбин и компрессоров.

12.7. ГТУ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ И ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ ВОЗДУХА

Газотурбинные установки, имеющие простую схему, получили наибольшее распространение именно благодаря простоте конструкции и достаточной надежности в эксплуатации.

Ценой усложнения схемы можно значительно улучшить основные характеристик ГТУ: увеличить КПД и коэффициент полезной работы; снизить удельный расход газа; поднять единичную мощность установки. Поэтому наряду с простыми ГТУ и рассмотренными установками с регенерацией теплоты строятся и разрабатываются установки с более сложными схемами, в которых применяются промежуточное охлаждение воздуха и промежуточный подогрев газа. При этом в ГТУ появляются дополнительные элементы: охладители воздуха и камеры сгорания для промежуточного подогрева. Установка может содержать несколько компрессоров и турбин, нередко располагающихся на разных валах.

Рассмотрим для примера одновальную ГТУ с регенерацией, с промежуточным подводом теплоты и промежуточным охлаждением воздуха (рис. 12.11). Процесс в T, s -диаграмме показан на рис. 12.12. Все температуры и давления в различных точках схемы (см. рис. 12.11) отмечены индексами в соответствии с обозначениями точек цикла на рис. 12.12, например, p_{a1} , T_{a1} — давление и температура воздуха при входе в компрессор низкого давления (*КНД*). Воздух сжимается в компрессоре низкого давления

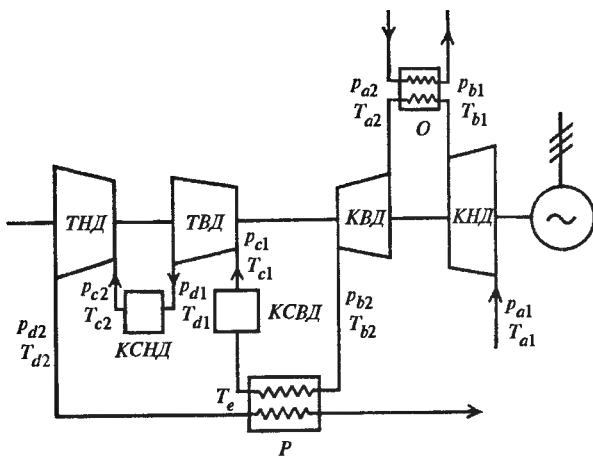


Рис. 12.11. Схема одновальной ГТУ с регенерацией, с промежуточным подводом теплоты и промежуточным охлаждением воздуха

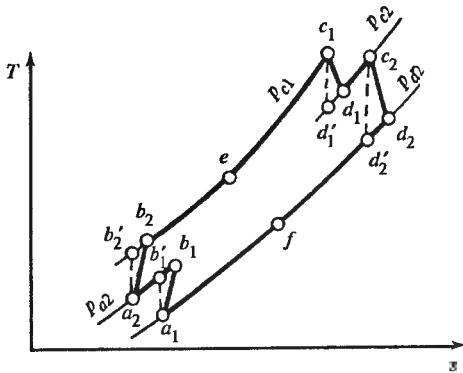


Рис. 12.12. Процесс в одновальной ГТУ с регенерацией теплоты, промежуточным подводом теплоты и промежуточным охлаждением воздуха

КНД, а затем поступает в охладитель О, где температура воздуха понижается от T_{b1} до T_{a2} , и далее сжимается в компрессоре высокого давления КВД. Охлаждение воздуха обычно осуществляется водой, подаваемой насосом в охладитель поверхностного типа. Из КВД воздух поступает в регенератор Р и далее в камеру сгорания высокого давления КСВД, где температура газа повышается до T_{c1} . Затем газ расширяется в турбине высокого давления ТВД и направляется в камеру сгорания низкого давления КСНД, куда подается также топливо. Дополнительное сжигание топлива в КСНД не вызывает затруднений ввиду большого избытка воздуха в газах, выходящих из ТВД. Далее газ с температурой T_{c2} поступает в турбину низкого давления ТНД, а затем — в регенератор (или выбрасывается

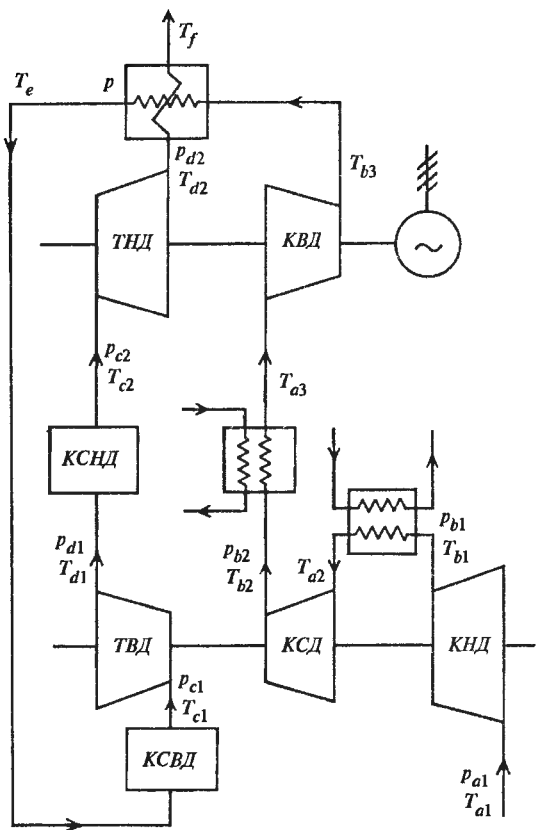


Рис. 12.13. Схема двухвальной ГТУ с регенерацией теплоты, с одним промежуточным подводом теплоты и двухкратным промежуточным охлаждением воздуха

в атмосферу, если регенератор отсутствует). Процесс в T, s -диаграмме в особых пояснениях не нуждается. Отметим лишь, что линия $b_1 a_2$ изображает процесс в охладителе, а линия $d_1 c_2$ — в КСНД.

На рис. 12.13 показана схема двухвальной установки с двухкратным охлаждением воздуха и одним промежуточным подводом теплоты. На свободном валу ротор ТВД приводит во вращение роторы компрессоров среднего и низкого давлений КСД и КНД. На силовом валу ротор турбины ТНД вращает роторы КВД и генератора электрического тока.

Если установка имеет s компрессоров с промежуточными охладителями и n турбин с камерой сгорания перед каждой, то КПД ГТУ и коэффициент полезной работы определяются выражениями:

$$\eta = \left(\sum_1^n H_T - \sum_1^s H_K \right) / \sum_1^n q_1; \quad (12.40)$$

$$\varphi = 1 - \frac{\sum_1^s H_k}{\sum_1^n H_t}, \quad (12.41)$$

где $\sum_1^n H_t$ — сумма работ всех турбин, входящих

в ГТУ; $\sum_1^s H_k$ — сумма работ всех компрессоров;

$\sum_1^n q_1$ — сумма расходов теплоты во всех камерах сгорания.

В частном случае для ГТУ с одним промежуточным подводом теплоты и одним промежуточным охлаждением воздуха (например, для ГТУ, схема которой приведена на рис. 12.11), т.е. для $n = s = 2$, из общего выражения (12.40) получаем

$$\eta = \frac{(1 - \delta_1^{-m_r})\eta_{t1} + \tau_c(1 - \delta_2^{-m_r})\eta_{t2} - \tau_c - \frac{1}{\tau_2} + (1 - \delta_1^{-m_r})\eta_{t1} - \frac{\varepsilon_2^{m_b} - 1}{\tau_2\eta_{k2}} - \frac{\varepsilon_1^{m_b} - 1}{\tau_1\eta_{k1}} - \frac{\varepsilon_2^{m_b} - 1}{\tau_2\eta_{k2}}}{- \sigma \left[\tau_c - \tau_c(1 - \delta_2^{-m_r})\eta_{t2} - \frac{1}{\tau_2} - \frac{\varepsilon_2^{m_b} - 1}{\tau_2\eta_{k2}} \right]},$$

где $\tau_1 = T_{c1}/T_{a1}$; $\tau_2 = T_{c1}/T_{a2}$; $\tau_c = T_{c2}/T_{c1}$; δ_1 и δ_2 — отношения давлений в ТВД и ТНД; η_{t1} и η_{t2} — КПД ТВД и ТНД; ε_1 и ε_2 — отношения давлений в КНД и КВД; η_{k1} и η_{k2} — КПД КНД и КВД.

Анализ сложных схем ГТУ и расчеты позволяют сделать следующие выводы:

1) введение промежуточного охлаждения вызывает уменьшение работы компрессора высокого давления и, как следствие, увеличение полезной работы H и коэффициента полезной работы. Иллюстрацией служит рис. 12.14, на котором представлена зависимость $H(\varepsilon)$ для ГТУ без охлаждения (кривая 1) и с одним промежуточным охладителем при $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$ (кривая 2). Особенно существенно увеличение полезной работы при больших отношениях давлений. Например, при $\varepsilon = 11$ у простой ГТУ $H = 130$ кДж/кг, а у ГТУ с одним промежуточным охладителем $H = 200$ кДж/кг, т.е. на 54 % больше. В то же время введение охлаждения вызывает снижение энтальпии

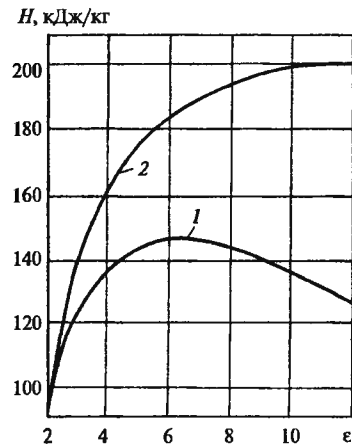


Рис. 12.14. Влияние охлаждения на полезную работу ГТУ при $t_c = 800$ °С; $t_a = 15$ °С; $\eta_r = 0,87$; $\eta_k = 0,84$; $m = 0,275$; $c_p = 1,05$ кДж/(кг · К)

воздуха за компрессором. Поэтому в ГТУ с промежуточным охлаждением воздуха подведенное количество теплоты q_1 больше, чем в простой ГТУ.

Расчеты, однако, показывают, что при обычных КПД турбины и компрессора (около 85—90 %) применение охлаждения вызывает увеличение КПД ГТУ на несколько процентов. В ГТУ с регенерацией теплоты температура воздуха перед камерой сгорания почти не зависит от охлаждения, поэтому охлаждение всегда вызывает возрастание КПД.

Одним из важных следствий промежуточного охлаждения является увеличение оптимального отношения давлений как в ГТУ без регенерации теплоты, так и при наличии регенератора. В качестве примера на рис. 12.15 приведены графики зависимости КПД ГТУ без регенерации теплоты при от-

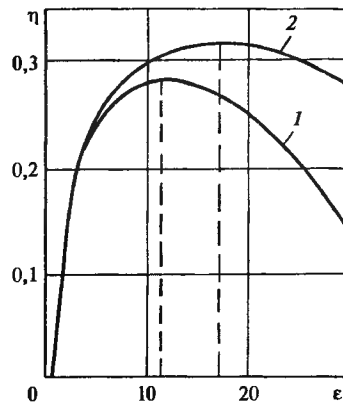


Рис. 12.15. Влияние промежуточного охлаждения на КПД ГТУ без регенерации теплоты при $t_c = 800$ °С; $t_{a1} = t_{a2} = 15$ °С; $\lambda = 1$

Таблица 12.4. Характеристики различных типов ГТУ

Тип ГТУ	ϵ_η	$\epsilon_{\eta 1}$	$\epsilon_{\eta 2}$	$\delta_{\eta 1}$	$\delta_{\eta 2}$	H , кДж/кг	ϕ	η , %
Простая ГТУ	11,0	—	—	—	—	137	0,291	28,2
С промежуточным охлаждением	17,0	2,27	7,50	—	—	173	0,327	31,0
С промежуточным подводом теплоты	18,0	—	—	2,12,	8,50	181	0,294	31,8
С промежуточным охлаждением и промежуточным подводом теплоты	38,4	2,90	13,23	2,9	13,23	252	0,339	36,0

сутствии охлаждения (кривая 1) и с промежуточным охлаждением (при оптимальном промежуточном давлении) (кривая 2). Введение охлаждения вызвало увеличение оптимального отношения давлений от $\epsilon_\eta = 11$ до $\epsilon_\eta = 17$. В этом случае кривая 2 имеет пологий характер;

2) введение промежуточного подвода теплоты приводит качественно к тем же последствиям, что и введение промежуточного охлаждения: увеличиваются полезная работа, КПД и оптимальное отношение давлений. Одновременное применение промежуточного охлаждения и промежуточного подвода теплоты вызывает дальнейшее возрастание H , η и ϵ_η .

Представление о влиянии усложнения ГТУ без регенерации теплоты на ее показатели при условиях: $\tau = 3,73$ ($t_c = 800^\circ\text{C}$, $t_a = 15^\circ\text{C}$); $\eta_T = 0,87$; $\eta_K = 0,84$; $\sigma = 0$; $c_p = 1,05$ кДж/(кг·К); $\xi = 0$ дает табл. 12.4. Согласно данным таблицы, переход от простой ГТУ к ГТУ с промежуточным охлаждением и промежуточным подводом теплоты вызывает возрастание КПД с 28,2 до 36 % (без учета потерь в газовом и воздушном трактах), т.е. на 22 % (относительных). С учетом потерь в трактах и при условии $t_{a2} = 27^\circ\text{C}$ соответствующее увеличение составляет 21 %.

Применение промежуточного охлаждения и промежуточного подвода теплоты в схеме с регенерацией ведет также к улучшению показателей ГТУ, в частности, как показывают расчеты, КПД схемы с регенерацией ($\sigma = 0,75$) возрастает от 32,6 (см. табл. 12.3 при $\xi = 0,10$) до 38 %. Последняя цифра относится к схеме, приведенной на рис. 12.11, при следующих данных: $t_{c1} = t_{c2} = 800^\circ\text{C}$; $t_{a1} = 15^\circ\text{C}$; $t_{a2} = 27^\circ\text{C}$; $\epsilon_\eta = 9,16$; $\epsilon_{\eta 1} = 2,48$; $\epsilon_{\eta 2} = 3,69$; $\delta_{\eta 1} = 2,10$; $\delta_{\eta 2} = 3,75$; $\xi = 0,14$. Как видно, приращение КПД составляет 14 %, т.е. меньшее значение, чем в предыдущем случае.

Дальнейшее увеличение числа ступеней охлаждения и подогрева ведет к возрастанию КПД η , оптимального отношения давлений ϵ_η , работы H и коэффициента полезной работы ϕ . Однако усложнение

схемы ГТУ увеличивает капитальные затраты на ее сооружение. Поэтому оптимальная схема выбирается из технико-экономических расчетов, основанных, например, на минимизации приведенных затрат.

12.8. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ПРОСТОЙ ГТУ

В предыдущем изложении при определении характеристик ГТУ: H_T , H_K , ϕ , η , N не учитывались особенности подвода теплоты в камере сгорания, влияния вида топлива и коэффициента избытка воздуха на энтальпию рабочих газов, поступающих в газовую турбину.

Рассмотрим расчет тепловой схемы простой ГТУ (см. рис. 12.4) с учетом этих особенностей. Составим уравнение теплового баланса камеры сгорания:

$$G_T h_c = G_K h_b + BK_T \eta_{Kc} + B h_{TP}, \quad (12.42)$$

где G_T — расход газов, покидающих камеру сгорания; h_c — энтальпия продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания; G_K — расход воздуха на входе в камеру сгорания; h_b — энтальпия воздуха за компрессором или при входе в камеру сгорания; B — расход топлива, подаваемого в камеру сгорания насосом (жидкое) или газовым компрессором (газообразное); K_T — теплота сгорания топлива, т.е. количество теплоты, выделяющееся при полном сгорании 1 кг топлива; h_{TP} — энтальпия топлива.

В левой части (12.42) находится полное количество теплоты, выходящее из камеры сгорания, в правой части — сумма количеств теплоты, вносимых в камеру сгорания воздухом и топливом, а также количества теплоты, выделяющегося в результате реакции горения топлива.

При расчетах тепловых процессов в сжигающих устройствах, в частности в камерах сгорания ГТУ, принимается, что K_T — величина постоянная для данного топлива, определяемая экспериментально при стандартной начальной температуре (обычно 25°C) смеси топлива и окислителя (воздуха). Значение K_T зависит от состава топлива, K_T несколько различаются для газообразных топлив различных месторождений, однако это различие слабо влияет

на основные характеристики ГТУ, за исключением расхода топлива B . Последний для ГТУ данной мощности и параметров в зависимости от K_T находят по условию: $BK_T \approx \text{const}$.

Различают «высшую» Q_B и «низшую» Q_H теплоту сгорания, при этом может быть $K_T = Q_B$ или $K_T = Q_H$. Соотношение между Q_H и Q_B следующее:

$$Q_H = Q_B - 229H, \quad (12.43)$$

где H — массовая доля водорода в топливе, %; Q_H и Q_B , кДж/кг.

Вычитаемый член в (12.43) представляет теплоту испарения водяного пара, который образуется при сгорании водорода в топливе. Применение Q_H в тепловом балансе обосновывается тем, что продукты сгорания выбрасываются в атмосферу при таких температурах, при которых водяные пары полностью остаются в газовой фазе. Поэтому тепловой эффект сжигания топлива меньше Q_B на значение теплоты испарения водяных паров, откуда и выводится условие (12.43).

При использовании теплового баланса в виде (12.42) условно принимают $K_T = Q_H$, а энтальпию водяного пара, входящую в h_c , определяют для идеально-газового состояния, т.е. без учета теплоты испарения. При этом энтальпии веществ отсчитывают от их значений при стандартной температуре, т.е. $h_c, h_b, h_{\text{нп}}$ — разности энтальпий при соответствующих температурах и энтальпий при стандартной температуре (при $t_0 = 25^\circ\text{C}$).

Расчет затраченной теплоты по Q_H и без учета теплоты парообразования в энтальпии h_c дает завышенное значение КПД ГТУ, так как в действительности при сжигании 1 кг топлива в камере сгорания выделяется количество теплоты, близкое к значению Q_B .

Пересчет КПД на Q_B производится по следующей приближенной зависимости:

$$\eta^{(B)} = \eta Q_H / Q_B,$$

где η — КПД ГТУ, определяемый по принятой методике; $\eta^{(B)}$ — КПД, отнесенный к высшей теплотворной способности, учитывающий потерю теплоты парообразования водяных паров с уходящими газами.

Отметим, что определение КПД ГТУ по данным § 12.1—12.7 соответствует значению η , т.е. расчету по Q_H . Это следует из того, что подведенное количество теплоты q_1 в расчетах § 12.1—12.7 определяется по теплоемкости и энтальпии газа в идеально-

газовом состоянии, т.е. без учета теплоты образования водяных паров.

Между расходами G_T, G_K и B существуют следующие очевидные соотношения:

$$G_K = \alpha L_0 B; \quad G_T = (1 + \alpha L_0) B, \quad (12.44)$$

где L_0 — количество воздуха, минимально необходимое для полного сжигания 1 кг топлива, кг/кг; α — коэффициент избытка воздуха, т.е. отношение действительного количества воздуха, подаваемого в камеру сгорания для сжигания 1 кг топлива, к минимально необходимому его количеству.

Величина L_0 есть характеристика, зависящая только от состава топлива. Для различных месторождений газа значения L_0 различаются мало. Поскольку при проектировании ГТУ нужно учитывать, что она должна быть приспособлена для сжигания любого газообразного топлива, а в ряде случаев и для сжигания легких жидких топлив, то целесообразно рассматривать некоторое стандартное топливо, на использование которого и следует создавать ГТУ. За такое топливо принимают условное топливо, называемое стандартным углеводородом. Стандартный углеводород имеет следующий массовый состав: углерода С — 85 %; водорода Н — 15 %.

Для стандартного углеводорода имеются следующие характеристики:

$$Q_B = 47\,700 \text{ кДж/кг}; \quad Q_H = 44\,300 \text{ кДж/кг};$$

$$L_0 = 15 \text{ кг/кг}.$$

Продукты сгорания топлива, выходящие из камеры сгорания, можно рассматривать как смесь так называемых «чистых» продуктов сгорания, получаемых в результате сжигания топлива без избытка воздуха, и добавочного воздуха. В результате сжигания 1 кг топлива получается $1 + L_0$ чистых продуктов сгорания, кг/кг, и $(\alpha - 1)L_0$ добавочного воздуха, кг/кг.

Энтальпию смеси h_c при температуре T_c представим в виде:

$$h_c = \frac{1 + L_0}{1 + \alpha L_0} h_{\text{п.с}} + \frac{(\alpha - 1)L_0}{1 + \alpha L_0} h_b, \quad (12.45)$$

где $h_{\text{п.с}}, h_b$ — энтальпии чистых продуктов сгорания и воздуха при температуре T_c .

В табл. 12.5 представлены значения энтальпий чистых продуктов сгорания ($\alpha = 1$) стандартного углеводорода и воздуха в зависимости от температуры [3]. Пользуясь таблицей, можно найти энтальпию продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания, но при этом необходимо определить коэффициент избытка воздуха α .

Таблица 12.5. Удельная изобарическая теплоемкость и энтальпия сухого воздуха и продуктов сгорания углеводородного топлива (85 % углерода и 15 % водорода)

$t, ^\circ\text{C}$	T, K	$c_p, \text{кДж/(кг} \cdot \text{K)}$	$\bar{c}_p, \text{кДж/(кг} \cdot \text{K)}$	$h, \text{кДж/кг}$	$t, ^\circ\text{C}$	T, K	$c_p, \text{кДж/(кг} \cdot \text{K)}$	$\bar{c}_p, \text{кДж/(кг} \cdot \text{K)}$	$h, \text{кДж/кг}$
Сухой воздух; $R = 0,28699 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$; $\mu = 28,97 \text{ кг/кмоль}$					Продукты сгорания; $\alpha = 1$; $R = 0,2901 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$; $\mu = 28,66 \text{ кг/кмоль}$				
0	273	1,0028	1,0028	0	0	273	1,0660	1,0660	0
25	298	1,0038	1,0032	25,08	25	298	1,0718	1,0689	26,77
50	323	1,0053	1,0038	50,19	50	323	1,0776	1,0718	53,59
100	373	1,0098	1,0056	100,56	100	373	1,0900	1,0778	107,78
150	423	1,0163	1,0080	151,21	150	423	1,1031	1,0840	162,60
200	473	1,0244	1,0111	202,22	200	473	1,1172	1,0905	218,10
250	523	1,0339	1,0147	253,67	250	523	1,1320	1,0973	274,33
300	573	1,0445	1,0187	305,61	300	573	1,1475	1,1044	331,31
350	623	1,0559	1,0232	358,13	350	623	1,1634	1,1117	389,08
400	673	1,0677	1,0281	411,22	400	673	1,1795	1,1191	447,65
450	723	1,0798	1,0331	464,91	450	723	1,1956	1,1267	507,03
500	773	1,0918	1,0384	519,20	500	773	1,2116	1,1344	567,20
550	823	1,1036	1,0438	574,09	550	823	1,2272	1,1422	628,19
600	873	1,1150	1,0493	629,58	600	873	1,2423	1,1499	689,93
650	923	1,1258	1,0547	685,58	650	923	1,2568	1,1576	752,41
700	973	1,1361	1,0602	742,13	700	973	1,2707	1,1651	815,60
750	1023	1,1457	1,0656	799,17	750	1023	1,2839	1,1726	879,47
800	1073	1,1546	1,0709	856,68	800	1073	1,2964	1,1800	943,98
850	1123	1,1629	1,0760	914,62	850	1123	1,3083	1,1872	1009,10
900	1173	1,1707	1,0811	972,97	900	1173	1,3195	1,1942	1074,80
950	1223	1,1779	1,0860	1031,68	950	1223	1,3302	1,2011	1141,04
1000	1273	1,1846	1,0907	1090,75	1000	1273	1,3403	1,2078	1207,81
1050	1323	1,1909	1,0954	1150,14	1050	1323	1,3499	1,2143	1275,02
1100	1373	1,1969	1,0998	1209,83	1100	1373	1,3590	1,2207	1342,79
1150	1423	1,2025	1,1042	1269,82	1150	1423	1,3676	1,2269	1410,96
1200	1473	1,2079	1,1084	1330,08	1200	1473	1,3758	1,2330	1479,55
1250	1523	1,2130	1,1125	1390,60	1250	1523	1,3835	1,2388	1548,53
1300	1573	1,2178	1,1165	1451,36	1300	1573	1,3908	1,2444	1617,91
1350	1623	1,2223	1,1204	1512,36	1350	1623	1,3976	1,2498	1687,69
1400	1673	1,2265	1,1242	1573,60	1400	1673	1,4040	1,2550	1767,87

Для его определения воспользуемся уравнением теплового баланса (12.42). Подставив в (12.42) правые части (12.44) и (12.45) и сократив все члены на общий множитель B , решим уравнение относительно α и получим

$$\alpha = \frac{K_T \eta_{\text{к.с.}} + L_0 h_b + h_{\text{т.п}} - (1 + L_0) h_{\text{п.с.}}}{L_0 (h_b - h_b)}. \quad (12.46)$$

При расчете тепловой схемы простой ГТУ [без учета охлаждения деталей газовой турбины (влияние охлаждения см. далее)] исходными величинами, заданными или принимаемыми по оценке, являются:

электрическая мощность N_3 , кВт;

температура газов перед газовой турбиной T_c , К;

температура воздуха на входе в компрессор T_a , К;

отношение давлений компрессора $\epsilon = p_b/p_a$;

коэффициент потерь давления $\lambda = \delta/\epsilon$;

коэффициент использования теплоты топлива в камере сгорания $\eta_{\text{к.с.}}$;

механический КПД турбины η_m ;

КПД электрического генератора $\eta_{\text{э.г.}}$;

характеристики топлива: K_T , кДж/кг; L_0 , кг/кг; $h_{\text{тп}}$, кДж/кг;

изэнтропийный КПД турбины η_t ;

изэнтропийный КПД компрессора η_k ;

характеристики чистых продуктов сгорания и воздуха, приведенные в табл. 12.5;

коэффициент утечек α_y .

Расчет тепловой схемы ГТУ производят в следующем порядке.

1. Определяют параметры процесса сжатия воздуха в компрессоре $c_{pв}$ и m_b . По первому прибли-

жению принимают $m_b = R_b / c_{pв} \approx 0,28$. По второй формуле (12.8) находят температуру T_b воздуха в конце процесса сжатия в компрессоре, по ней, пользуясь табл. 12.5, определяют энтальпию $h_b = h'_b(t_b) - h'_b(25)$, а по T_a — начальную энтальпию воздуха при входе в компрессор $h_a = h'_b(t_a) - h'_b(25)$ (не следует смущаться, что h_a будет отрицательной, если $t_a < 25^\circ\text{C}$).

Находят среднюю теплоемкость воздуха при сжатии его в компрессоре по формуле

$$c_{pв} = \frac{h_b - h_a}{t_b - t_a}, \quad (12.47)$$

после чего уточняют значение m_b :

$$m_b = \frac{R_b}{c_{pв}} = \frac{0,287}{c_{pв}}, \quad (12.48)$$

а также значения температуры T_b в конце процесса сжатия в компрессоре по формуле (12.8) и h_b по табл. 12.5.

2. Коэффициент α рассчитывают по формуле (12.46), предварительно определив по табл. 12.5 все необходимые энтальпии по известным параметрам T_c и T_b .

3. Энтальпию газа перед турбиной находят по (12.45).

4. Определяют параметры процесса расширения газа в турбине, для чего, предварительно задавшись значением m_r , например $m_r \approx 0,25$, вычисляют температуру газа T_d за турбиной по первой формуле (12.8), затем находят энтальпию газа h_d за турбиной, используя табл. 12.5 и формулу (12.45), где энтальпии $h_{п.с}$ и h_b определяются для температуры T_d . Среднюю теплоемкость газа в процессе расширения рассчитывают по формуле

$$c_{pг} = \frac{h_c - h_d}{t_c - t_d}. \quad (12.49)$$

Уточненное значение m_r находят как $m_r = R_r / c_{pг}$. Газовая постоянная, кДж/кг, продуктов сгорания

$$R_r = \frac{8,314}{\mu_r}, \quad (12.50)$$

где молекулярная масса продуктов сгорания

$$\mu_r = \mu_b r_b + \mu_{п.с} (1 - r_b), \quad (12.51)$$

здесь μ_b , $\mu_{п.с}$ — молекулярные массы воздуха и чистых продуктов сгорания (см. табл. 12.5); объемная доля воздуха в продуктах сгорания

$$r_b = \frac{q(\alpha - 1)}{1 + q(\alpha - 1)}; \quad q = \frac{\mu_{п.с}}{\mu_b} \frac{L_0}{1 + L_0}. \quad (12.52)$$

Зная m_r , находят уточненное значение T_d по первой формуле (12.8), энтальпию h_d за газовой турбиной по (12.45), где энтальпии $h_{п.с}$ и h_b определяют по уточненной температуре T_d , используя табл. 12.5.

5. Работа расширения 1 кг газа в турбине

$$H_T = h_c - h_d. \quad (12.53)$$

6. Работа, затраченная на сжатие 1 кг воздуха в компрессоре,

$$H_K = h_b - h_a.$$

7. Расход газа через турбину из уравнения мощности ГТУ

$$G_T = N_e / H_e,$$

где

$$N_e = N_3 / \eta_{3,г}; \quad H_e = H_T \eta_m - b H_K; \quad (12.54)$$

$$b = \alpha L_0 (1 + \alpha_y) / (1 + \alpha L_0), \quad (12.55)$$

здесь α_y — коэффициент, характеризующий дополнительные расходы воздуха на утечки через уплотнения компрессора и турбины; обычно $\alpha_y = 0,005 \dots 0,02$.

8. Расход воздуха, подаваемого компрессором,

$$G'_K = G_K (1 + \alpha_y) = b G_T. \quad (12.56)$$

9. Расход топлива

$$B = G_T / (1 + \alpha L_0). \quad (12.57)$$

10. Мощность, развиваемая газовой турбиной,

$$N_T = G_T H_T. \quad (12.58)$$

11. Мощность, потребляемая компрессором,

$$N_K = G'_K H_K. \quad (12.59)$$

12. Коэффициент полезной работы

$$\phi = N_e / N_T = 1 - b H_K / H_T. \quad (12.60)$$

13. Коэффициент полезного действия ГТУ (электрический КПД)

$$\eta_3 = G_T H_e \eta_{3,г} / (B K_T). \quad (12.61)$$

Если турбина рассчитана на базовый или полупиковый режим эксплуатации, то ГТУ без охлаждения сопловых и рабочих лопаток могут быть со-

оружены при температуре перед турбиной не выше 750—850 °С. Современные ГТУ, как правило, выполняются с развитой системой воздушного охлаждения сопл, рабочих лопаток, роторов и элементов статора.

12.9. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ПРОСТОЙ ГТУ

Пример 12.1. Для расчета теплоой схемы простой ГТУ заданы или приняты по оценке следующие исходные величины:

- электрическая мощность $N_g = 100$ МВт;
- температура газов перед турбиной $t_c = 1200$ °С;
- температура воздуха на входе в компрессор $t_a = 15$ °С;
- отношение давлений компрессора $\epsilon = p_b/p_a = 16$;
- коэффициент потерь давления $\lambda = \delta/\epsilon = 0,95$;
- коэффициент использования теплоты топлива в камере сгорания $\eta_{к.с} = 0,995$;
- механический КПД турбины $\eta_m = 0,995$;
- КПД электрического генератора $\eta_{э.г} = 0,982$;
- изознтропийный КПД турбины $\eta_T = 0,88$;
- изознтропийный КПД компрессора $\eta_K = 0,86$;
- коэффициент утечек $\alpha_y = 0,005$.

В качестве топлива принимаем стандартный углеводород (С = 85 %, Н = 15 %), имеющий следующие характеристики:

- теплота сгорания $K_T = 44\,300$ кДж/кг;
- минимально необходимое количество воздуха для полного сжигания 1 кг газа $L_0 = 15$ кг/кг.

1. Определяем параметры процесса сжатия воздуха в компрессоре.

По значению $R_b = 0,287$ кДж/(кг · К) и $m_b = 0,28$ находим $c_{pв} = R_b/m_b = 0,287/0,28 = 1,025$ кДж/кг.

По формуле (12.8) рассчитываем температуру за компрессором:

$$T_b = T_a \left(1 + \frac{\epsilon m_b - 1}{\eta_K} \right) = 288 \left(1 + \frac{16^{0,28} - 1}{0,86} \right) = 680,98 \text{ К} = 407,98 \text{ °С}.$$

Пользуясь табл. 12.5, находим энтальпии:

$$h_b = h'_b(407,98) - h'_b(25) = 419,78 - 25,08 = 394,7 \text{ кДж/кг};$$

$$h_a = h'_a(15) - h'_a(25) = 15,05 - 25,08 = -10,03 \text{ кДж/кг}.$$

Вычисляем среднюю теплоемкость воздуха в процессе сжатия:

$$c_{pв} = \frac{h_b - h_a}{t_b - t_a} = \frac{394,7 + 10,03}{407,98 - 15} = 1,0299 \text{ кДж/(кг · К)}.$$

Уточняем значение m_b :

$$m_b = \frac{R_b}{c_{pв}} = \frac{0,287}{1,0299} = 0,2787,$$

и температура за компрессором

$$T_b = 258 \left(1 + \frac{16^{0,2787} - 1}{0,86} \right) = 678,36 \text{ К} = 405,36 \text{ °С}.$$

Уточняем значение h_b :

$$h_b = h'_b(405,36) - h'_b(25) = 416,98 - 25,08 = 391,9 \text{ кДж/кг}.$$

2. Определяем α по (12.46), при этом предварительно находим, пользуясь табл. 12.5:

$$h_b = h'_b(1200) - h'_b(25) = 1330,08 - 25,08 = 1305,0 \text{ кДж/кг};$$

$$h_{п.с} = h'_{п.с}(1200) - h'_{п.с}(25) = 1479,55 - 26,77 = 1452,78 \text{ кДж/кг}.$$

Подставляя все значения в правую часть (12.46) (полагая $h_{тп} = 0$), получаем

$$\alpha = \frac{44\,300 \cdot 0,995 + 15 \cdot 1305,0 - 16 \cdot 1452,78}{15(1305,0 - 391,9)} = 2,9503.$$

3. По (12.45) находим энтальпию газа перед турбиной:

$$h_c = \frac{16}{1 + 2,9503 \cdot 15} 1452,78 + \frac{1,9503 \cdot 15}{1 + 2,9503 \cdot 15} 1305,0 = 1357,25 \text{ кДж/кг}.$$

4. Определяем параметры процесса расширения газа в турбине.

Температура газа за турбиной по первой формуле (12.8), в которой $\delta = \lambda \epsilon = 0,95 \cdot 16 = 15,2$, $m_T = 0,25$,

$$T_d = T_c [1 - (1 - \delta^{-m_T}) \eta_T] =$$

$$= 1473 [1 - (1 - 15,2^{-0,25}) \cdot 0,88] = 833,24 \text{ К} = 560,24 \text{ °С}.$$

Чтобы найти энтальпию газа за турбиной, вычисляем

$$h_b(T_d) = h'_b(560,24) - h'_b(25) = 585,45 - 25,08 = 560,37 \text{ кДж/кг};$$

$$h_{п.с}(T_d) = h_{п.с}(560,24) - h_{п.с}(25) = 640,83 - 26,77 = 614,06 \text{ кДж/кг}.$$

Рассчитываем h_d по (12.45):

$$h_d = 0,35355 h_{п.с} + 0,64645 h_b = 0,35355 \cdot 614,06 + 0,64645 \cdot 560,37 = 579,35 \text{ кДж/кг}.$$

Средняя теплоемкость газа в процессе расширения по (12.49)

$$c_{pг} = \frac{h_c - h_d}{t_c - t_d} = \frac{1357,25 - 579,35}{1200 - 560,24} = 1,2159 \text{ кДж/(кг · К)}.$$

Определяем объемную долю воздуха в продуктах сгорания по (12.52), где $\mu_{\text{п.с}} = 28,66$, $\mu_{\text{в}} = 28,97$:

$$q = \frac{28,66}{28,97} \cdot \frac{15}{16} = 0,92747;$$

$$r_{\text{в}} = \frac{0,92747 \cdot 1,9503}{1 + 0,92747 \cdot 1,9503} = 0,64398.$$

Молекулярная масса продуктов сгорания по (12.51)

$$\mu_{\text{г}} = 28,97 \cdot 0,64398 + 28,66 \cdot 0,35002 = 28,69.$$

Газовая постоянная продуктов сгорания

$$R_{\text{г}} = \frac{8,314}{28,69} = 0,2898 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Уточненное значение

$$m_{\text{г}} = \frac{R_{\text{г}}}{c_{\text{пр}}} = \frac{0,2898}{1,2159} = 0,2383.$$

Температура за турбиной

$$T_d = 1473[1 - (1 - 15,2^{-0,2383}) \cdot 0,88] = 854,48 \text{ К} = 581,48 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Эту температуру принимаем как окончательную и по ней находим:

$$h_{\text{в}} = h'_{\text{в}}(581,48) - h'_{\text{в}}(25) = 609,03 - 25,08 = 583,95 \text{ кДж/кг};$$

$$h_{\text{п.с}} = h'_{\text{п.с}}(581,48) - h'_{\text{п.с}}(25) = 667,06 - 26,77 = 640,29 \text{ кДж/кг}.$$

Затем уточняем значение h_d :

$$h_d = 0,35355 \cdot 640,29 + 0,64645 \cdot 583,95 = 603,87 \text{ кДж/кг}.$$

5. Работа расширения 1 кг газа в турбине

$$H_{\text{т}} = h_{\text{с}} - h_d = 1357,25 - 603,87 = 753,38 \text{ кДж/кг}.$$

6. Работа, затраченная на сжатие 1 кг воздуха в компрессоре,

$$H_{\text{к}} = h_{\text{б}} - h_{\text{а}} = 391,9 + 10,03 = 401,93 \text{ кДж/кг}.$$

7. Работа ГТУ на валу агрегата

$$H_{\text{е}} = H_{\text{т}} \eta_{\text{м}} - b H_{\text{к}} = 753,38 \cdot 0,995 - 0,98279 \cdot 401,93 = 354,60 \text{ кДж/кг},$$

$$\text{где } b = \frac{\alpha L_0(1 + \alpha_{\text{г}})}{1 + \alpha L_0} = \frac{2,9503 \cdot 15 \cdot 1,005}{1 + 2,9503 \cdot 15} = 0,98279.$$

8. Расход газа через турбину

$$G_{\text{т}} = N_{\text{э}} / (H_{\text{е}} \eta_{\text{э,г}}) = 100\,000 / (354,60 \cdot 0,982) = 287,18 \text{ кг/с}.$$

9. Расход воздуха, подаваемого компрессором,

$$G'_{\text{к}} = G_{\text{к}}(1 + \alpha_{\text{г}}) = b G_{\text{т}} = 0,98279 \cdot 287,18 = 282,23 \text{ кг/с}.$$

10. Расход топлива

$$B = G_{\text{т}} / (1 + \alpha L_0) = \frac{287,18}{45,2548} = 6,346 \text{ кг/с}.$$

11. Мощность газовой турбины

$$N_{\text{т}} = G_{\text{т}} H_{\text{т}} = 287,18 \cdot 753,38 = 216\,356 \text{ кВт} = 216,4 \text{ МВт}.$$

12. Мощность, потребляемая компрессором,

$$N_{\text{к}} = G'_{\text{к}} H_{\text{к}} = 282,23 \cdot 401,93 = 113\,437 \text{ кВт}.$$

13. Коэффициент полезной работы

$$\begin{aligned} \varphi &= (N_{\text{т}} - N_{\text{к}}) / N_{\text{т}} = 1 - b H_{\text{к}} / H_{\text{т}} = \\ &= 1 - 0,98279 \cdot 401,93 / 753,38 = 0,4757. \end{aligned}$$

14. Коэффициент полезного действия ГТУ (электрический КПД ГТУ)

$$\begin{aligned} \eta_{\text{э}} &= G_{\text{т}} H_{\text{е}} \eta_{\text{э,г}} / (B K_{\text{т}}) = N_{\text{э}} / (B K_{\text{т}}) = \\ &= 100\,000 / (6,346 \cdot 44\,300) = 0,3557. \end{aligned}$$

Вследствие высокой температуры перед турбиной ГТУ будет иметь высокий КПД, однако при этом нельзя выполнить газовую турбину без охлаждения. Применение внутреннего воздушного охлаждения приведет к дополнительным потерям работы, совершаемой газовой турбиной, и к снижению КПД ГТУ. Влияние охлаждения на характеристики ГТУ рассмотрено ниже (см. § 12.10, 12.11).

Пример 12.2. Используя полученные результаты расчета тепловой схемы, определить основные характеристики ГТУ: H , φ , η при увеличении КПД турбины до $\eta'_{\text{т}} = 0,9$ и КПД компрессора до $\eta'_{\text{к}} = 0,87$.

Для решения используем зависимости (12.27) — (12.29), из которых при $\sigma = 0$ имеем:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta H}{H} &= \frac{1}{0,4757} \frac{0,02}{0,88} + \left(\frac{1}{0,4757} - 1 \right) \frac{0,01}{0,86} = \\ &= 0,04778 + 0,01282 = 0,06060; \end{aligned}$$

$$\frac{\Delta \varphi}{\varphi} = \left(\frac{1}{0,4757} - 1 \right) \left(\frac{0,02}{0,88} + \frac{0,01}{0,86} \right) = 0,03786;$$

$$\frac{\Delta \eta}{\eta} = \frac{1}{0,4757} \frac{0,02}{0,88} + \left(\frac{1}{0,4757} - 1 \right) (1 - 0,3557) \frac{0,01}{0,86} = 0,05603.$$

Получаем значения искомых величин:

$$H' = H + \Delta H = 354,60(1 + 0,06060) = 376,15 \text{ кДж/кг};$$

$$\varphi' = \varphi + \Delta \varphi = 0,4778(1 + 0,03786) = 0,4937;$$

$$\eta' = \eta + \Delta \eta = 0,3557(1 + 0,05603) = 0,3756.$$

Пример показывает существенное повышение КПД ГТУ при усовершенствовании турбины и компрессора.

12.10. ВЛИЯНИЕ НАЧАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Ранее было показано влияние начальной температуры газа на основные характеристики ГТУ. Рассмотрим этот вопрос подробнее применительно к ГТУ простой схемы (без регенерации) с дальней-

шим намерением оценить использование охлаждения в газовых турбинах.

Повышение начальной температуры газа T_c не только ведет к увеличению экономичности ГТУ, но и улучшает некоторые другие характеристики ГТУ и, в частности, увеличивает коэффициент полезной работы [см. формулы (12.14), (12.25)].

Размеры проточных частей турбины, компрессора, камеры сгорания в значительной степени определяются объемным расходом газа (воздуха).

Для оценки влияния параметров на размеры ГТУ введем величину

$$\chi = \sqrt{V_b V_d} / N,$$

где V_b — объемный расход воздуха за компрессором; V_d — объемный расход газов за турбиной; N — мощность ГТУ.

Величина $\sqrt{V_b V_d}$ характеризует средний объемный расход среды в тракте ГТУ (так как V_b — минимальный объемный расход в тракте, а V_d — максимальный расход в тракте). Следовательно, χ представляет собой средний удельный (отнесенный к мощности) объемный расход среды в тракте ГТУ, а поэтому может служить характеристикой строительных размеров ГТУ, т.е. в определенном смысле и стоимости ГТУ.

На рис. 12.16 представлены значения КПД простой ГТУ без регенерации в зависимости от начальной температуры газа t_c , а на рис. 12.17 показано изменение параметра χ в зависимости от температуры t_c . При расчете приняты условия возможного выполнения однокорпусного воздушного компрессора на отношение давлений $\epsilon = 10; 15; 20$ и 30.

Меньшие из значений в настоящее время уже могут быть реализованы в современных конструкциях, более высокие значения ϵ относятся к перспективным конструкциям однокорпусных компрессоров, а также могут быть получены в так называемых двухкаскадных компрессорах.

Согласно рис. 12.16 и 12.17 увеличение начальной температуры газа от 800 до 1200 °С при $\epsilon = 20$ дает повышение экономичности (экономия топлива) на 23 % при одновременном возможном сокращении габаритов, характеризуемом уменьшением параметра χ на 48 %.

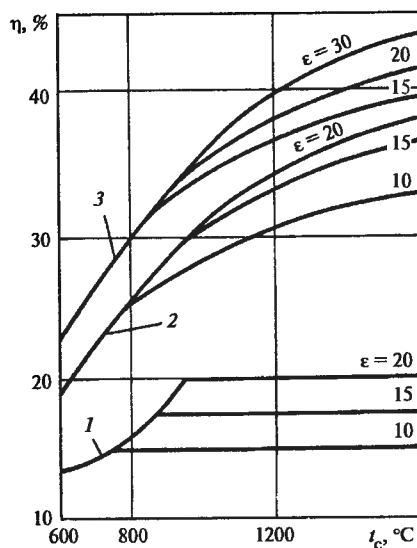


Рис. 12.16. Влияние начальной температуры газа на оптимальное отношение давлений (кривые 1) и на КПД (кривые 2 и 3) для газотурбинной установки простой схемы без регенерации теплоты при следующих условиях:

$t_a = 15$ °C; $\lambda = \delta/\epsilon = 0,95$; $m_T = 0,250$; $m_B = 0,286$; $p_a = 0,1$ МПа; для кривых 1 и 2 $\eta_T = \eta_K = 0,88$; для кривых 3 $\eta_T = 0,92$

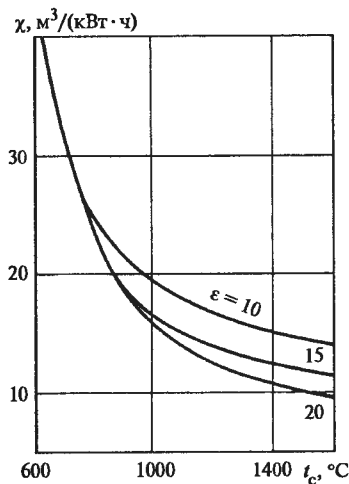


Рис. 12.17. Влияние начальной температуры газа на параметр χ , характеризующий удельные размеры ГТУ простой схемы, при следующих условиях:

$t_a = 15$ °C; $\eta_T = \eta_K = 0,88$; $m_T = 0,250$; $m_B = 0,286$; $p_a = 0,1$ МПа

Из сказанного следует целесообразность повышения начальной температуры газа. Увеличение начальной температуры газов возможно двумя способами: использованием жаропрочных материалов для деталей, подвергаемых воздействию высокой температуры, и применением охлаждения этих деталей.

Таблица 12.6. Допустимые температуры газов

Материал рабочих лопаток первой ступени (неохлаждаемых)	Рабочая температура металла, °С	Предел длительной прочности, МПа	Температура газа перед турбиной, °С
Аустенитные стали (типа ЭИ-612К)	650	210	700
	700	120	750
Дформируемые сплавы на основе никеля (типа ЭИ-929ВД)	800	250	850
	850	160	900
Литые сплавы на основе никеля (типа ЖС6К)	900	160	950

Наиболее ответственными деталями, в которых сочетаются высокая напряженность и высокая температура, являются детали ротора газовой турбины, в первую очередь рабочие лопатки первой ступени. Поэтому надежность лопаток первой ступени и определяет в значительной степени выбор начальной температуры газов перед турбиной. Если рабочие лопатки выполняются неохлаждаемыми, то возможность повышения начальной температуры газов в этом случае определяется жаропрочностью имеющихся материалов. В табл. 12.6 приведены допустимые начальные температуры газов для турбин с неохлаждаемыми рабочими лопатками из жаропрочных материалов при ресурсе работы 10 000 ч. Из данных таблицы видно, что лучшие жаропрочные сплавы дают возможность выбрать температуру газов не выше 900 °С.

В табл. 12.6 учтено, что температура металла рабочих лопаток в первой ступени несколько ниже начальной температуры газа перед турбиной, так как температура лопатки в потоке газа T_w близка к температуре торможения T_1^* в относительном движении:

$$T_w = T_1^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2c_p} = T_c - \frac{c_1^2 - w_1^2}{2c_p}.$$

Разница температур газа перед турбиной и металла лопаток

$$\Delta T = T_c - T_w \approx (c_1^2 - w_1^2) / (2c_p)$$

зависит от теплоперепада, приходящегося на первую ступень, и степени реактивности и составляет обычно $\Delta T = 30 \dots 60$ К. В табл. 12.6 принято $\Delta T = 50$ К.

Дальнейший подъем температуры T_c возможен путем использования охлаждаемых рабочих лопаток. Применение охлаждения сопряжено с дополнительными потерями энергии. Данные рис. 12.16 относятся к неохлаждаемой газовой турбине.

Рассмотрим влияние дополнительных потерь охлаждения на экономичность простой ГТУ с воздушным охлаждением, которое осуществляется воздухом, забираемым из компрессора. Расход охлаждающего воздуха составляет 5—10 % и более общего расхода воздуха. Например, для снижения температуры рабочих лопаток на 250 °С требуется примерно 2—4 % воздуха. Этот воздух не совершает работу в охлаждаемой ступени турбины, а в последующую ступень поступает со значительно меньшей температурой, чем температура газа.

Примем, что из компрессора часть воздуха в количестве G_b подается на охлаждение сопловых и рабочих лопаток первой ступени турбины, а воздух в количестве G проходит камеру сгорания и далее поступает в турбину. Оценим снижение КПД ГТУ, считая η_k , η_t и $\eta_{к.с}$ неизменными по сравнению с неохлаждаемой ГТУ при той же начальной температуре газа T_c и том же расходе воздуха G через камеру сгорания и турбину.

КПД ГТУ при отсутствии охлаждения

$$\eta_0 = (H_{0t} \eta_t - H_{0к} / \eta_k) / q_1.$$

При оценке КПД ГТУ с охлаждением необходимо учесть дополнительное снижение мощности:

$$\Delta N = G_b (H_{0к} / \eta_k - H'_{0t} \eta_t).$$

Теплоперепад H'_{0t} определяется по температуре T''_b воздуха, подаваемого от компрессора на охлаждение, и начальному давлению перед второй ступенью. Полагая теплоперепады всех ступеней одинаковыми, получаем

$$H'_{0t} = \frac{T''_b}{T_{г2}^*} \frac{Z - 1}{Z} H_{0t},$$

где $T_{г2}^*$ — температура газов перед второй ступенью; Z — число ступеней газовой турбины.

Таким образом, КПД турбины с охлаждением одной ступени

$$\eta = [G(H_{0T}\eta_T - H_{0K}/\eta_K) - \Delta N]/Gq_1.$$

Легко убедиться, что относительное изменение КПД ГТУ

$$\frac{\Delta\eta}{\eta_0} = -\frac{G_b}{G} \left(\frac{1-\varphi}{\varphi} - \frac{1}{\varphi} \frac{Z-1}{Z} \frac{T''_B}{T_{r2}^*} \right). \quad (12.62)$$

Если, например, $\varphi = 0,4$, $Z = 4$, $T''_B = 525$ К и $T_{r2}^* = 1050$ К, то

$$\frac{\Delta\eta}{\eta_0} = -\frac{G_b}{G} \left(\frac{1-0,4}{0,4} - \frac{1}{0,4} \frac{3}{4} \frac{525}{1050} \right) = -0,56 \frac{G_b}{G}.$$

Другими словами, при расходе охлаждающего воздуха, равном 1 %, КПД ГТУ снижается на 0,56 %. Действительное снижение КПД ГТУ будет больше определяемого по (12.62), поскольку снижается КПД охлаждаемой ступени вследствие утолщения выходных кромок лопаток, потерь смешения и др.

На рис. 12.18 показано влияние охлаждения на КПД ГТУ (по данным ВТИ) при увеличении температуры газа перед турбиной и постоянной температуре металла лопаток (700 °С). Как следует из рисунка, КПД ГТУ с охлаждением достигает максимального значения при $t_c = 1600$ °С (при рассматриваемых условиях и выбранной схеме ГТУ) и дальнейшее повышение температуры приводит к снижению КПД за счет интенсивного роста потерь охлаждения.

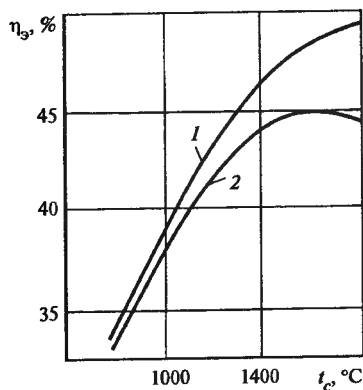


Рис. 12.18. Влияние охлаждения лопаток на электрический КПД ГТУ с охлаждением при постоянной температуре металла лопаток:

1 — КПД без учета охлаждения; 2 — то же с учетом охлаждения

12.11. ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

Высокотемпературными обычно называются ГТУ, которые имеют газовую турбину с охлаждаемыми сопловыми и (или) рабочими лопатками. Из многих возможных систем охлаждения газовых турбин рассмотрим открытую систему воздушного охлаждения, получившую преимущественное распространение в современной газотурбинной технике.

Схема простой ГТУ с открытым воздушным охлаждением (рис. 12.19) содержит линии подачи охлаждающего воздуха с расходами G_{B1} , G_{B2} от компрессора к различным точкам проточной части турбины. Охлаждающий воздух отбирается из камер, расположенных за некоторыми ступенями компрессора, и подается на охлаждение сопловых и рабочих лопаток первых нескольких ступеней турбины. Места отбора охлаждающего воздуха из компрессора выбираются в соответствии с давлением в том сечении турбины, куда подается охлаждающий воздух. Так, например, поток с расходом G_{B1} подается на охлаждение сопловых и рабочих лопаток первой ступени турбины, поток с расходом G_{B2} — на охлаждение сопловых лопаток второй ступени и т.д. Число мест отбора охлаждающего воздуха из компрессора зависит в первую очередь от начальной температуры газов перед турбиной и может быть равным 3—4.

Каждый поток охлаждающего воздуха после охлаждения сопловых и рабочих лопаток, дисков и элементов статора сбрасывается в проточную часть

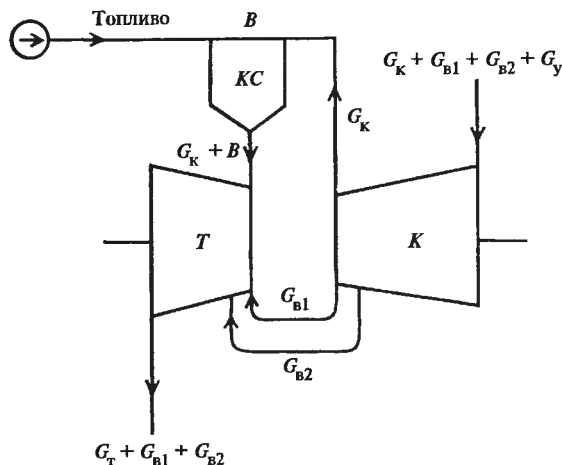


Рис. 12.19. Схема простой ГТУ с охлаждением

газовой турбины, смешивается с основным потоком газов и расширяется в смеси с ним до конечного давления за турбиной, совершая при этом полезную работу.

Основные потоки сред в ГТУ с охлаждением показаны на рис. 12.19. Полный расход воздуха на входе в компрессор $G'_k = G_k + G_{b1} + G_{b2} + \dots + G_y$, где G_k — расход воздуха, поступающего в камеру сгорания; G_{b1} , $G_{b2} \dots$ — расходы воздуха, отбираемого от разных ступеней компрессора и направляемого в различные места для охлаждения элементов высокотемпературной ГТУ; G_y — расход воздуха, используемого для подачи в концевые лабиринтовые уплотнения турбины и компрессора. На выходе из камеры сгорания и на входе в сопловую аппарат первой ступени турбины расход $G_T = G_k + B$. На выходе из турбины расход газов $G'_T = G_T + G_{b1} + G_{b2} + \dots = G'_k - G_y$. Поток с расходом G_y отводится в атмосферу от концевых лабиринтов турбины и компрессора.

На рис. 12.20 показаны процессы сжатия воздуха в компрессоре (а) и расширения газа в турбине (б). Воздух на охлаждение в количестве G_{b1} отбирается за компрессором при параметрах, соответствующих точке b (1') (рис. 12.20, а), проходит по каналам системы охлаждения сопловых и рабочих решеток первой ступени газовой турбины и сбрасывается

в основной поток газов за первой ступенью газовой турбины, где давление p''_2 (рис. 12.20, б).

Следует отметить, что, строго говоря, часть расхода G_{b1} , идущая на охлаждение сопловых лопаток G_{b1}^c , сбрасывается в поток газа за сопловыми лопатками, другая часть $G_{b1}^n = G_{b1} - G_{b1}^c$ — в поток за ступенью. Однако это уточнение несущественно и практически не сказывается на конечном результате, но его можно учесть при детальном расчете процесса, происходящего в газовой турбине.

На сжатие воздуха в количестве G_{b1} расходуется удельная работа H_{k1} , равная удельной работе компрессора H_k .

Отбор воздуха на охлаждение деталей последующих ступеней газовой турбины в количестве G_{b2} производится из промежуточной ступени компрессора при параметрах воздуха, соответствующих точке $2'$ (рис. 12.20, а). Для его сжатия требуется совершить удельную работу H_{k2} . Этот воздух после использования его в системе охлаждения сбрасывается в проточную часть газовой турбины при давлении p''_3 (рис. 12.20, б).

При этом $p'_2 > p''_3$, разность давлений $p'_2 - p''_3$ должна обеспечивать преодоление гидравлического сопротивления тракта системы охлаждения от компрессора в точке $2'$ до турбины, где давление равно p''_3 .

Полезная работа, совершаемая сбрасываемым воздухом в количествах G_{b1} , $G_{b2} \dots$, может быть определена в предположении, что температуры воздуха в точках подмешивания его при давлениях $p''_2, p''_3 \dots$ равны начальным температурам соответствующих потоков при отборе их из компрессора, т.е. температура потока с расходом G_{b1} при подмешивании его к потоку газа при давлении p''_2 принимается равной $T'_1 = T_b$, температура потока с расходом G_{b2} равна температуре воздуха в точке $2'$ (рис. 12.20) и т.д.

Высокотемпературные ГТУ с открытой системой воздушного охлаждения газовой турбины име-

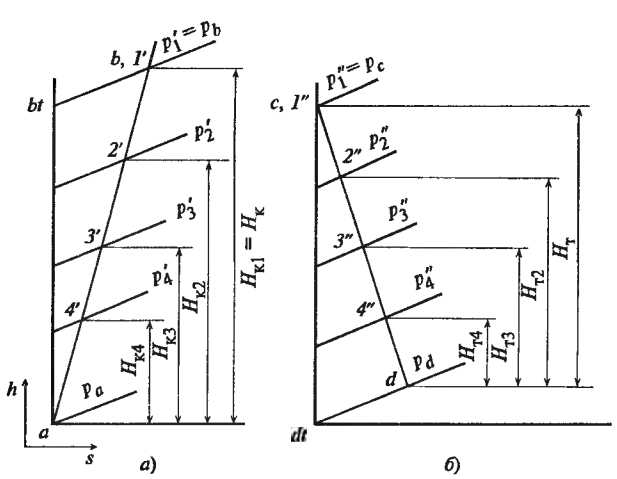


Рис. 12.20. Процесс охлаждаемой ГТУ в h, s -диаграмме: а — сжатие воздуха в компрессоре, б — расширение газа в турбине

ют по сравнению с ГТУ с неохлаждаемой турбиной следующие изменения полезной работы:

снижение полезной работы вследствие некоторого уменьшения температуры рабочей среды за счет охлаждения основного потока газа в каналах сопловых и рабочих решеток при течении его около охлажденных воздухом стенок сопел и рабочих лопаток;

дополнительную затрату работы на сжатие охлаждающего воздуха в компрессоре;

уменьшение работы, вызванное снижением экономичности проточной части охлаждаемых ступеней газовой турбины вследствие конструктивных особенностей охлаждаемых лопаток, таких, например, как утолщение выходных кромок, изменение формы профилей и др., и смешением потоков рабочего газа и сбрасываемого в проточную часть охлаждающего воздуха (см. § 13.3);

увеличение полезной работы на значение работы, совершаемой охлаждающим воздухом, подмешиваемым к основному потоку после охлаждения им деталей газовой турбины.

Первое (из названных) уменьшение полезной работы расширения, как правило, невелико, и при выбираемых (как указано) начальных температурах воздуха в местах его подмешивания оно достаточно точно компенсируется уменьшением работы расширения сбрасываемых потоков.

Поэтому можно пренебречь уменьшением полезной работы газовой турбины, происходящим из-за снижения температуры рабочего газа, вызванного его охлаждением, но при этом не следует учитывать нагрев охлаждающего воздуха в элементах системы охлаждения и считать, что воздух сбрасывается в проточную часть газовой турбины при его температурах в местах отборов из компрессора.

Учитывая отличительные особенности ГТУ с охлаждением газовой турбины, представим удельную работу ГТУ в виде

$$\frac{N_{\text{охл}}}{G_T} = H_{\text{охл}} = H - \Delta H_K - \Delta H_T + \Delta H_B, \quad (12.63)$$

где $N_{\text{охл}}$ — внутренняя мощность ГТУ (без учета механических потерь); G_T — расход газа на входе в газовую турбину; $H_{\text{охл}}$ — удельная работа ГТУ с охлаждением; H — удельная работа неохлаждаемой турбины; ΔH_K — снижение работы турбины за счет сжатия воздуха, подаваемого на охлаждение газовой турбины; ΔH_T — потеря удельной работы

турбины вследствие снижения эффективности охлаждаемых ступеней по сравнению с неохлаждаемыми ступенями; ΔH_B — увеличение работы турбины за счет работы охлаждающего воздуха, сбрасываемого в проточную часть; все величины в (12.63) отнесены к расходу газа на входе в газовую турбину.

Величину ΔH_K представим в виде

$$\begin{aligned} \Delta H_K &= g_{B1} H_K + g_{B2} H_{K2} + \dots = \\ &= g_B (v_1 H_K + v_2 H_{K2} + \dots), \end{aligned} \quad (12.64)$$

где

$$\left. \begin{aligned} g_{B1} &= G_{B1} / G_T; \quad g_{B2} = G_{B2} / G_T \dots \\ g_B &= g_{B1} + g_{B2} + \dots \\ v_1 &= g_{B1} / g_B; \quad v_2 = g_{B2} / g_B \dots \end{aligned} \right\} \quad (12.65)$$

В (12.64) $g_{B1}, g_{B2} \dots$ — относительные расходы воздуха, отбираемого из компрессора на охлаждение: g_B — полный относительный расход воздуха, отбираемого на охлаждение; $H_K, H_{K2} \dots$ — удельные работы сжатия воздуха до давлений $p'_1 = p_b, p'_2 \dots$ (см. рис. 12.20).

Для определения ΔH_T воспользуемся экспериментальными данными [3], согласно которым потеря удельной работы охлаждаемой ступени $\Delta H_{\text{ст}}$ может быть найдена в виде

$$\Delta H_{\text{ст}} = g_{\text{ст}} v_H H_{\text{ст}}, \quad (12.66)$$

где $g_{\text{ст}} = G_{\text{ст}} / G_T$ — относительный расход воздуха на охлаждение ступени; $H_{\text{ст}}$ — удельная работа расширения газа в неохлаждаемой ступени; $v_H = 0,5 \dots 0,7$ — опытный коэффициент, зависящий от конструктивных особенностей охлаждаемых элементов ступени.

Если в турбине несколько охлаждаемых ступеней, то с использованием (12.66) получим для всей турбины

$$\Delta H_T = g_{\text{ст}1} v_{H1} H_{\text{ст}1} + g_{\text{ст}2} v_{H2} H_{\text{ст}2} + \dots$$

Принимая работы охлаждаемых ступеней равными: $H_{\text{ст}1} = H_{\text{ст}2} = \dots = H_{\text{ст}}$ и коэффициенты v_H одинаковыми, имеем

$$\Delta H_T = g_B v_H H_{\text{ст}}, \quad (12.67)$$

где $g_B = g_{\text{ст}1} + g_{\text{ст}2} + \dots$ — суммарный относительный расход воздуха на охлаждение элементов проточной части всей турбины.

Работа расширения охлаждающего воздуха в проточной части турбины

$$\Delta H_{\text{в}} = g_{\text{в1}} H_{\text{в2}} + g_{\text{в2}} H_{\text{в3}} + \dots, \quad (12.68)$$

где $H_{\text{в2}}, H_{\text{в3}} \dots$ — работы расширения воздуха в проточной части турбины от состояний, определяемых параметрами, соответствующими точкам 2'', 3'' ... до конечной точки процесса расширения (см. рис. 12.20, б)

В соответствии с предыдущими рассуждениями приближенно имеем соотношения

$$H_{\text{в2}} = H_{\text{т2}} \frac{T'_1}{T''_2}; \quad H_{\text{в3}} = H_{\text{т3}} \frac{T'_2}{T''_3} \dots, \quad (12.69)$$

где $H_{\text{т2}}, H_{\text{т3}} \dots$ — удельные работы расширения газа в турбине; $T''_2, T''_3 \dots$ — абсолютные температуры в точках 2'', 3'' ..., отмеченных на рис. 12.20, б; $T'_1, T'_2 \dots$ — температуры воздуха в соответствующих точках 1', 2' ... (см. рис. 12.20, а).

С учетом (12.64)—(12.69) из (12.63) после преобразований можно получить удельную работу ГТУ с охлаждением газовой турбины в виде

$$H_{\text{охл}} = H(1 - \gamma_{\text{гв}}), \quad (12.70)$$

где

$$\gamma = \gamma_{\text{к}} + \gamma_{\text{т}} - \gamma_{\text{в}};$$

$$\left. \begin{aligned} \gamma_{\text{к}} &= \frac{1 - \varphi}{b\varphi} \left(v_1 + v_2 \frac{H_{\text{к2}}}{H_{\text{к}}} + \dots \right); \\ \gamma_{\text{т}} &= \frac{v_{\text{н}}}{\varphi} \frac{H_{\text{ст}}}{H_{\text{т}}}; \\ \gamma_{\text{в}} &= \frac{1}{\varphi} \left(v_1 \frac{H_{\text{т2}}}{H_{\text{т}}} \frac{T'_1}{T''_2} + v_2 \frac{H_{\text{т3}}}{H_{\text{т}}} \frac{T'_2}{T''_3} + \dots \right); \\ v_1 + v_2 + \dots &= 1. \end{aligned} \right\} \quad (12.71)$$

Разделив обе части (12.70) на удельную теплоту, подведенную в камере сгорания $q_1 = h_{\text{с}} - (1 - g_{\text{т}})h_{\text{б}}$ ($g_{\text{т}} = B/G_{\text{т}}$), и умножив на $\eta_{\text{к.с.}}$, получим зависимость для определения внутреннего КПД ГТУ с охлаждением газовой турбины

$$\eta_{\text{э,охл}} = \eta_{\text{э}}(1 - \gamma_{\text{гв}}), \quad (12.72)$$

где $\eta_{\text{э}}$ — электрический КПД ГТУ без охлаждения;

$$\eta_{\text{э}} = \eta \eta'_{\text{м}} \eta_{\text{э.г}}; \quad (12.73)$$

$g_{\text{в}} = G_{\text{в}}/G_{\text{т}}$ — суммарный относительный расход воздуха на охлаждение.

Сравнительные расчеты показывают, что приближенно

$$\gamma_{\text{к}} - \gamma_{\text{в}} \cong \frac{1 - \varphi}{\varphi} - \frac{z - 1}{z\varphi} \frac{T'_1}{T''_2}, \quad (12.74)$$

где z — число ступеней газовой турбины.

Зависимость (12.74) соответствует предположению, что весь охлаждающий воздух в количестве $g_{\text{в}}$ отбирается из напорного патрубка компрессора и сбрасывается в проточную часть за первой ступенью турбины.

При этом предположении, как видно из (12.71), завышаются значения как $\gamma_{\text{к}}$, так и $\gamma_{\text{в}}$. Расчеты показывают, что при этом их разность остается примерно постоянной и имеет вид (12.74). В (12.74) принято, кроме того, что работы всех ступеней газовой турбины равны, что, как правило, близко к действительности.

Расчет тепловой схемы простой ГТУ с охлаждаемой газовой турбиной. С использованием полученных зависимостей представим методику расчета тепловой схемы простой ГТУ с охлаждаемой газовой турбиной.

Предполагаем, что в соответствии с § 12.9 выполнен расчет тепловой схемы простой ГТУ с неохлаждаемой газовой турбиной и определены все необходимые ее характеристики: $\alpha, H, H_{\text{т}}, H_{\text{к}}, \varphi, \eta$.

Коэффициент избытка воздуха α ГТУ с охлаждением имеет то же значение, что и для неохлаждаемой ГТУ. Прочие характеристики ГТУ с охлаждением определяем в следующем порядке.

1. Относительный расход воздуха на охлаждение находим по приближенной формуле [3], основанной на многочисленных сравнительных расчетах и данных испытаний ГТУ:

$$g_{\text{в}} = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} (T_{\text{с}} - T_{\text{в}}), \quad (12.75)$$

где $T_{\text{в}}$ — наибольшая допустимая температура металла сопловых или рабочих лопаток, определяемая по условиям прочности (см. § 12.10); $T_{\text{с}}$ — температура газа перед турбиной.

2. По (12.74) определяем $\gamma_k - \gamma_b$ и по (12.71) находим γ_T , для чего предварительно определяем $H_{ст}/H_T \approx 1/z$.

3. По (12.70) рассчитываем внутреннюю работу ГТУ с охлаждаемой турбиной, где $H = H_T - bH_k$.

4. Расход газа G_T находим из уравнения мощности

$$N_3 = G_T H_{охл} \eta'_m \eta_{3,г}, \quad (12.76)$$

где η'_m вычисляется по формуле (12.38).

Из (12.76) имеем

$$G_T = \frac{N_3}{H_{охл} \eta'_m \eta_{3,г}}. \quad (12.77)$$

5. Расход топлива

$$B_{охл} = \frac{G_T}{1 + \alpha L_0}. \quad (12.78)$$

6. Расход воздуха на входе в камеру сгорания

$$G_k = \frac{\alpha L_0}{1 + \alpha L_0} G_T. \quad (12.79)$$

7. Расход воздуха на входе в компрессор

$$G'_k = G_T (b + g_b). \quad (12.80)$$

8. Расход газов на выходе из турбины

$$G'_T = G_T (1 + g_b). \quad (12.81)$$

9. Электрический коэффициент полезного действия ГТУ

$$\eta_{э.охл} = \eta_3 (1 - \gamma_{g_b}). \quad (12.82)$$

Более детальный расчет без допущения (12.75) производится с использованием общих зависимостей (12.63), (12.64), (12.68), он требует предварительного отдельного определения расходов воздуха $g_{в1}$, $g_{в2}$..., выбора точек его отбора из компрессора, а также детального теплового расчета охлаждаемых ступеней газовой турбины.

Детальный расчет охлаждаемых ГТУ излагается в специальной литературе (см. [3]). В § 13.3 приводятся некоторые сведения о выборе расходов $g_{в1}$, $g_{в2}$, ...

Пример 12.3. Рассчитать основные характеристики простой ГТУ с охлаждением газовой турбины, приняв исходные данные и используя результаты расчета тепловой схемы ГТУ без охлаждения (см. § 12.9).

1. Приняв допустимую температуру металла лопаток газовой турбины $t_{w} = 850$ °С, с учетом того, что $t_c = 1200$ °С, по (12.75) найдем

$$g_b = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} (1200 - 850) = 0,132 \text{ кг/кг.}$$

Принимаем число ступеней газовой турбины $z = 4$ и, считая работы всех ступеней одинаковыми, вычисляем температуру газов после первой ступени по приближенной зависимости

$$T_2'' = T_c - \frac{1}{z} \frac{H_T}{c_{pг}}, \quad (12.83)$$

где $c_{pг}$ — средняя теплоемкость процесса расширения в газовой турбине.

Из расчета тепловой схемы имеем: $T_d = 854$ К; $c_{pг} = 1,22$ кДж/(кг · К); $\varphi = 0,476$; $H_T = 753$ кДж/кг; $T_1' = T_b = 678$ К.

По формуле (12.83)

$$T_2'' = 1473 - 753 / (4 \cdot 1,22) = 1320 \text{ К.}$$

2. По (12.74) и (12.71) находим $\gamma_k - \gamma_b$ и γ_T (приняв $v_n = 0,6$) и их сумму

$$\gamma = \gamma_k - \gamma_b + \gamma_T = \frac{1}{0,476} \left(1 - 0,476 - \frac{3}{4} \frac{678}{1320} \right) + \frac{0,6}{0,476 \cdot 4} = 0,2915 + 0,3151 = 0,6067.$$

3. По (12.70) определяем внутреннюю работу ГТУ с охлаждаемой турбиной, вычислив предварительно с использованием данных § 12.9

$$H = H_T - bH_k = 753 - 0,9828 \cdot 401,9 = 358,0 \text{ кДж/кг.}$$

Таким образом,

$$H_{охл} = 358,0 (1 - 0,6067 \cdot 0,132) = 329,3 \text{ кДж/кг.}$$

4. Расход газа найдем из (12.77), определив предварительно по (12.38)

$$\eta'_m = 1 - (1 - \eta_m) / \varphi = 1 - 0,005 / 0,476 = 0,9895.$$

Тогда

$$G_T = \frac{10^5}{329,3 \cdot 0,9895 \cdot 0,982} = 312,5 \text{ кг/с.}$$

5. Расход топлива [см. (12.78)] при $1 + \alpha L_0 = 45,25$

$$B_{охл} = \frac{312,5}{45,25} = 6,906 \text{ кг/с.}$$

6. Расход воздуха на входе в камеру сгорания [см. (12.79)]

$$G_k = \frac{44,25}{45,25} \cdot 312,5 = 305,6 \text{ кг/с.}$$

7. Расход воздуха на входе в компрессор [см. (12.80)]

$$G'_k = 312,5 (0,9828 + 0,132) = 348,4 \text{ кг/с.}$$

8. Расход газов на выходе из турбины [см. (12.81)]

$$G'_t = 312,5(1 + 0,132) = 353,8 \text{ кг/с.}$$

9. Электрический КПД ГТУ с охлаждением [см. (12.82)]

$$\eta_{э,охл} = 0,3557(1 - 0,6067 \cdot 0,132) = 0,3272.$$

При расходе воздуха на охлаждение, составляющем 13,2 % расхода газа, значения работы ГТУ и ее КПД снижаются за счет влияния охлаждения на 8,1 % (относительных).

Пример 12.4. Рассчитать КПД ГТУ с охлаждаемой газовой турбиной с использованием данных примера 12.2 для неохлаждаемой ГТУ с улучшенными аэродинамическими характеристиками турбины и компрессора.

1. При новом значении $\phi' = 0,4937$, принимая T'_1/T''_2 неизменным, находим γ по (12.74) и (12.71):

$$\begin{aligned} \gamma &= \frac{1}{0,4937} \left(1 - 0,4937 - \frac{3}{4} \frac{678}{1320} \right) + \frac{0,6}{0,4937 \cdot 4} = \\ &= 0,2452 + 0,3038 = 0,549. \end{aligned}$$

2. Электрический КПД ГТУ [см. (12.82)]

$$\eta_{э,охл} = 0,3756(1 - 0,549 \cdot 0,132) = 0,3483.$$

В данном примере увеличение η_t и η_k на 2 и 1 % соответственно дает повышение КПД охлаждаемой ГТУ на

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} \cdot 100 = \frac{0,3483 - 0,3272}{0,3272} \cdot 100 = 6,45 \%,$$

что составляет такую же экономию топлива.

Расчеты КПД ГТУ в примерах 12.1—12.4 соответствуют значениям, отнесенным к Q_H . Отнеся КПД к Q_B , получим меньшие значения в отношении Q_H/Q_B , что для стандартного углеводорода составляет снижение примерно на 7 %, а для большинства газообразных природных топлив — на 10 % и более.

Это — существенная поправка к «парадным» значениям КПД ГТУ, подсчитанным по низшей теплотворной способности.

13.1. ОСОБЕННОСТИ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

По принципу действия газовая турбина аналогична паровой турбине.

Ступень газовой турбины состоит из неподвижного соплового аппарата и ряда рабочих лопаток, расположенных на вращающемся колесе. По особенностям течения среды различают несколько типов ступеней: осевые, радиальные и т.п. В газовых турбинах больших мощностей, в частности в энергетических турбинах, применяют исключительно *осевые ступени*, поэтому в дальнейшем будем рассматривать газовые турбины с осевыми ступенями.

Несмотря на то что принцип действия паровых и газовых турбин одинаков, последние имеют следующие существенные особенности, отличающие их от паровых турбин.

1. Газовые турбины могут быть выполнены и, как правило, выполняются для работы при более высокой температуре рабочей среды (газа) по сравнению с максимальной температурой пара в паровой турбине. Такая особенность обусловлена двумя обстоятельствами. Во-первых, наиболее горячие элементы ГТУ — лопатки газовой турбины и детали камеры сгорания — сравнительно легко могут быть выполнены охлаждаемыми (см. § 13.2—13.4). Так, температура рабочей среды (газа) перед газовой турбиной может быть *выше максимальной температуры металла охлаждаемых сопловых лопаток первой ступени газовой турбины на несколько сот градусов*, в то время как в паровой турбине *температура пара на входе в турбину должна быть на несколько десятков градусов ниже максимальной температуры металла пароперегревателей котла*. Во-вторых, для горячих деталей ГТУ могут быть применены и применяются высокожаропрочные материалы, использование которых для пароперегревателей котлов, а также и для главных паропроводов ПТУ нерационально

как по экономическим причинам, так и вследствие технологических трудностей.

Наряду с охлаждением лопаток в газовых турбинах применяется охлаждение роторов (дисков) и корпусов.

Газовая турбина имеет систему охлаждения.

2. Газовые турбины малоступенчатые. Мощные энергетические газовые турбины обычно имеют не более пяти ступеней, в то время как паровые турбины многоступенчатые: число ступеней в конденсационных и теплофикационных турбинах обычно более 20. Эта особенность газовых турбин связана с различиями в оптимальных параметрах газотурбинного и паротурбинного циклов.

Несмотря на существенно более высокую температуру газа по сравнению с температурой пара, *общий теплоперепад газовой турбины в 2—3 раза меньше общего теплоперепада конденсационной паровой турбины*. Это объясняется существенно меньшим оптимальным отношением давлений в цикле ГТУ (для ГТУ $p_c/p_d = 10 \dots 30$, а для ПТУ p_0/p_α доходит до 6000), а также большей (примерно вдвое) удельной теплоемкостью пара по сравнению с газом.

Оптимальный теплоперепад ступени газовой турбины существенно выше среднего теплоперепада ступени паровой турбины. Вследствие меньшего отношения давлений в ГТУ, чем в ПТУ, абсолютное значение давления газа перед газовой турбиной существенно ниже давления свежего пара паровой турбины: в газовых турбинах $p_c = 1 \dots 3$ МПа, в паровых турбинах $p_0 = 13 \dots 24$ МПа (даны типичные значения давлений).

Эта особенность сравниваемых турбин ведет к тому, что при равной полезной мощности установок объемный расход газа перед газовой турбиной $(Gv)_г$ существенно (в 50—100 раз) больше расхода $(Gv)_п$ при входе в паровую турбину. Здесь

G — расход среды; v — удельный объем среды; индексы «г» и «п» относятся соответственно к газовой и паровой турбинам.

При существенно меньшем объемном расходе в первых ступенях паровой турбины (в ЧВД) приходится принимать небольшие диаметры ступеней d_c для того, чтобы высоты лопаток l были не очень малыми (как известно, при слишком малых высотах лопаток, например при $l < 20$ мм, существенно снижается экономичность ступеней).

Оптимальный теплоперепад ступени пропорционален d_c^2 , поэтому первые ступени паровой турбины (ступени ЧВД и первые ступени ЧСД) имеют относительно малые теплоперепады¹.

Ступени газовых турбин вследствие больших $(Gv)_r$ не имеют жестких ограничений по высотам лопаток, диаметры d_c ступеней газовых турбин ограничиваются практически только условиями прочности и могут быть выбраны и выбираются существенно большими (например, в 2 раза и более), чем диаметры первых ступеней паровых турбин.

Итак, малоступенчатость газовых турбин обусловлена, во-первых, меньшим общим их теплоперепадом, во-вторых, большими значениями оптимального теплоперепада ступени газовой турбины.

3. Экономичность ГТУ существенно зависит от КПД турбины η_t : изменение η_t на 1 % ведет к изменению в ту же сторону КПД ГТУ η на 2—3 % (см. § 12.3), а не на 1 %, как это происходит в паротурбинной установке, т.е. повышение экономичности газовой турбины дает относительно больший эффект, чем повышение КПД паровых турбин.

Поэтому при проектировании газовой турбины применяются совершенные методы газодинамического расчета пространственного потока, позволяющие выбрать оптимальные формы и минимизировать аэродинамические потери в элементах проточной части — сопловых и рабочих решетках, входных и выходных патрубках.

¹ Вторая причина применения малых диаметров ступеней в ЧВД (а также и в ЧСД) паровых турбин связывалась с технологическими ограничениями диаметра поковок роторов ВД и СД.

В настоящее время в России имеется возможность производитьковки роторов диаметром более 2 м, поэтому технологических ограничений не существует.

При создании газовых турбин широко используются испытания моделей — физическое моделирование элементов газодинамического тракта и системы охлаждения газовой турбины.

Для достижения высокой экономичности в газовых турбинах регулирующие клапаны в проточной части, регулирующие ступени, парциальный подвод среды не применяются. Для регулирования расхода газа используются иные, более совершенные (экономичные) способы (см. § 13.7).

Снижение потерь с выходной скоростью достигается установкой диффузора за последней ступенью газовой турбины, обычно используют диффузоры с осевым выходом и с оптимальным углом раскрытия.

13.2. КОНСТРУКЦИИ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Поскольку рабочие и направляющие лопатки и другие детали проточной части ГТУ находятся при температурах 900—1200 К, и к тому же в окислительной, а в ряде случаев в агрессивной среде, материалы, применяемые для изготовления указанных деталей, должны иметь высокую жаропрочность; кроме того, обладать жаростойкостью (окалиностойкостью); высокими пределами усталости и длительной прочности; иметь возможно большее сопротивление ползучести и возникновению тепловой хрупкости.

В поступающих в турбину газах содержится значительное количество кислорода, который при высокой температуре в случае недостаточной жаростойкости металла вызывает образование окалины на поверхности деталей в проточной части.

При работе ГТУ на жидком топливе, содержащем соединения ванадия, натрия и серы, последние способны при температуре 920—950 К и выше разрушать на жаропрочных сталях поверхностную пленку, защищающую их от коррозии. Возникновение и интенсивность развития высокотемпературной коррозии в значительной степени зависят от качества применяемого металла. Для повышения жаропрочности и защиты от коррозии сопловых и рабочих лопаток газовых турбин применяются жаростойкие покрытия.

Во время работы газовой турбины в ее деталях действуют механические напряжения. Вследствие

неравномерности температурных полей в деталях возникают также температурные напряжения. При этом, так как температура нагрева и температурные градиенты в деталях у газовых турбин значительно выше, чем у паровых, температурные напряжения бывают соответственно больше. При совместном действии механических и температурных напряжений в условиях высокой температуры в металлах с течением времени происходит изменение структуры. В результате этого механические свойства металлов ухудшаются, что выражается прежде всего в снижении характеристик прочности, вязкости и твердости. Развитие всех указанных выше отрицательных явлений происходит тем интенсивнее, чем больше напряжения, выше температура и ниже соответствующие качества применяемого металла.

В современных газовых турбинах с целью снижения температурного уровня и выравнивания температурных полей предусматривается целый ряд конструктивных решений, а также применяются различные способы их охлаждения. В результате этого могут быть существенные конструктивные различия между деталями и узлами паровых и газовых турбин.

Сопловые лопатки устанавливают непосредственно в корпусе турбины или же закрепляют в специальных обоймах, вставляемых в корпус. Их размещают по всей окружности, обеспечивая тем самым полный подвод газа к рабочим лопаткам. Направляющие лопатки промежуточных ступеней устанавливают в корпусе сегментами по несколько штук (4—6) в каждом сегменте (рис. 13.1). В любом случае лопаткам должна быть обеспечена возможность свободного температурного расширения. При высокой температуре газа перед турбиной направляющие



Рис. 13.1. Сегмент направляющих лопаток турбины высокого давления установки ГТ-100-750-2

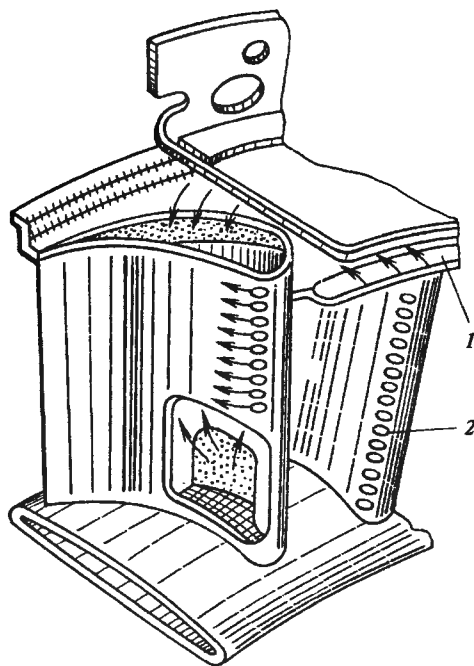


Рис. 13.2. Схема охлаждаемой воздухом направляющей лопатки

и рабочие лопатки выполняют с внутренним охлаждением, чаще всего воздушным, но иногда паровым и жидкостным. Существуют разные по исполнению способы охлаждения лопаток, один из них показан на рис. 13.2. Воздух поступает с периферии 1 внутрь полых лопаток и выходит через отверстия 2 в передней кромке в проточную часть. При этом способе наряду с внутренним конвективным охлаждением на некоторых частях наружной поверхности лопатки создается воздушная пленка, защищающая поверхность от воздействия горячих газов.

Рабочие лопатки газовых турбин с целью получения более высокого КПД почти всегда для всех ступеней выполняют закрученными, с уменьшающимся сечением по высоте лопатки. Способы крепления рабочих лопаток к ротору применяют такие же, как и в паровых турбинах. Хорошо зарекомендовало себя в работе при высоких температурах и больших нагрузках крепление лопаток елочным хвостовиком. Оно отличается высокой прочностью, позволяет легко производить смену лопаток и осуществлять охлаждение дисков и хвостовиков лопаток путем продувки воздуха через монтажные зазоры (рис. 13.3).

Рабочие лопатки без охлаждения делают сплошными (рис. 13.4), а при внутреннем охлаждении — полыми или же с продольными отверстиями в теле

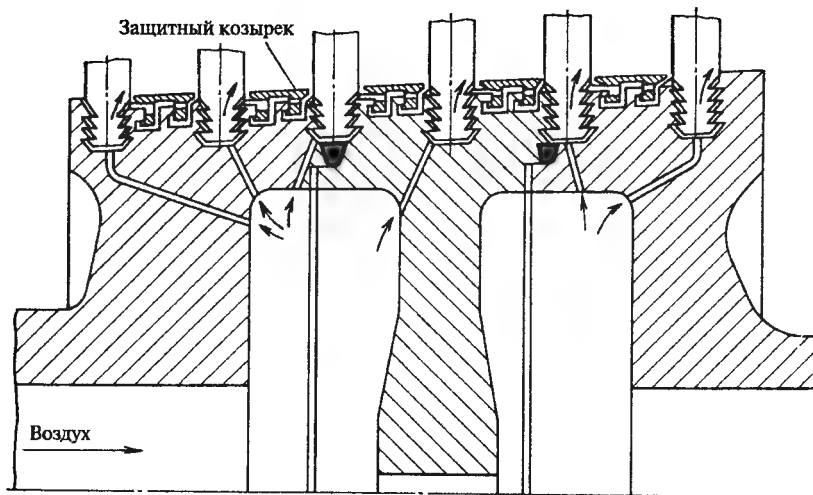


Рис. 13.3. Схема охлаждения ротора продувкой воздуха через монтажные зазоры хвостовиков рабочих лопаток

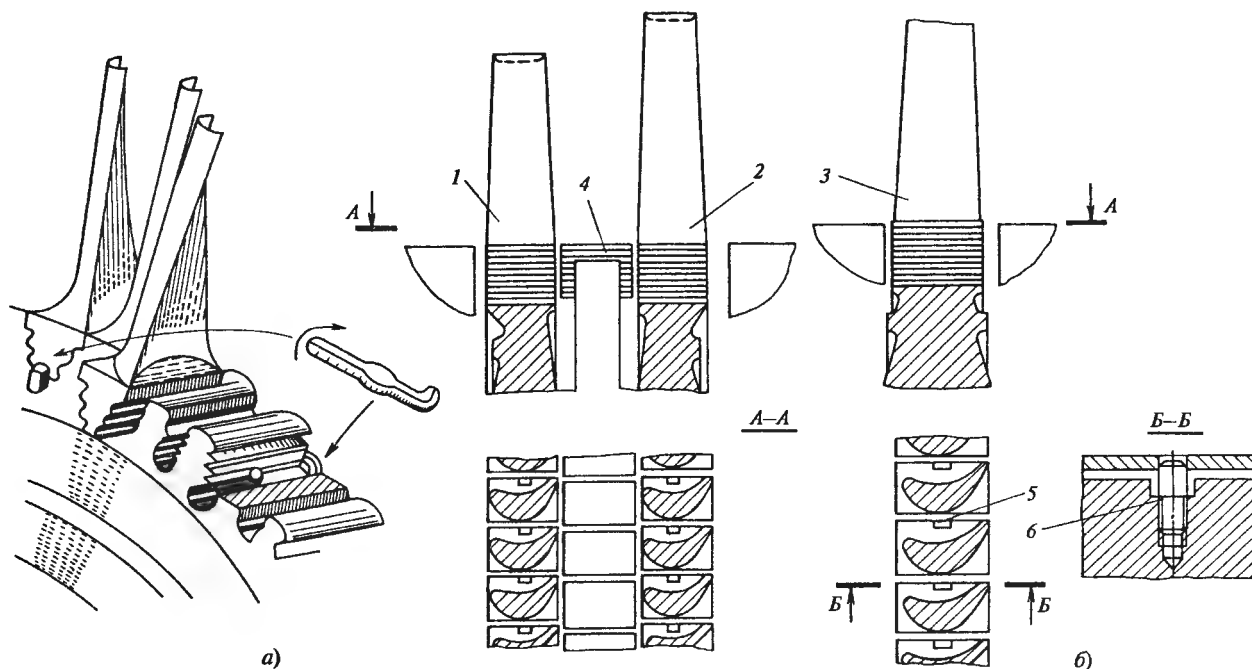


Рис. 13.4. Рабочие лопатки сплошной конструкции с закрученным профилем и с уменьшающимся сечением по высоте (а) и лопатки турбины ГТ-700-5 НЗЛ (б):

1, 2 — турбины высокого давления; 3 — турбина низкого давления; 4 — проставок; 5 — вкладыши; 6 — винт

(рис. 13.5). Существующие способы охлаждения лопаток рассматриваются в § 13.3.

Сплошные лопатки часто у вершины имеют утончения, что уменьшает опасность возникновения аварии при задевании о корпус турбины. В этом случае можно уменьшить радиальные зазоры, а значит, и потери за счет утечки газа через них. Иногда на концах лопаток выполняют бандажные полки,

которые способствуют повышению КПД ступени и улучшают вибрационные характеристики.

Роторы газовых турбин бывают дисковыми и барабанными (рис. 13.6).

Дисковые роторы обычно применяют в высоконапряженных турбинах. Роторы многоступенчатых турбин выполняют составными (сборными) из отдельных дисков, которые соединяются между со-

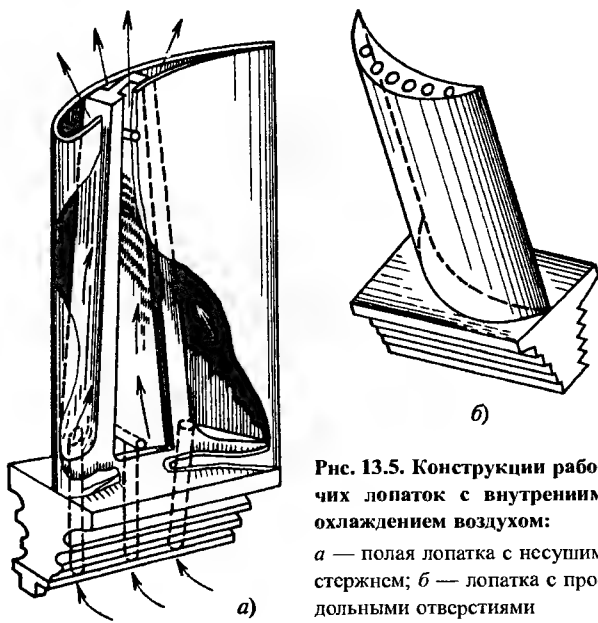


Рис. 13.5. Конструкции рабочих лопаток с внутренним охлаждением воздухом:
а — полая лопатка с несущим стержнем; б — лопатка с продольными отверстиями

бой стяжными болтами, а также радиальными штифтами (рис. 13.6, д—к).

Барабанные роторы газовых турбин по конструкции аналогичны роторам паровых турбин. Они бывают цельноковаными и сварными. В турбинах небольшой мощности ротор часто отковывается заодно с валом (рис. 13.6, а, б). Применяются также сварные роторы (рис. 13.6, в, г), которые в ряде случаев бывает целесообразно выполнять из элементов, изготовленных из разных сталей.

Роторы мощных газовых турбин чаще всего выполняют охлаждаемыми, причем в большинстве случаев с воздушным охлаждением (см. рис. 13.3 и 13.7).

Корпус (цилиндр) газовой турбины, в отличие от корпуса паровой, находится при более высокой температуре, но зато при меньшем давлении (1—3 МПа). Конструкции цилиндров турбины и компрессора выполняют таким образом, чтобы гидравлическое сопротивление при проходе воздуха и газа, особенно

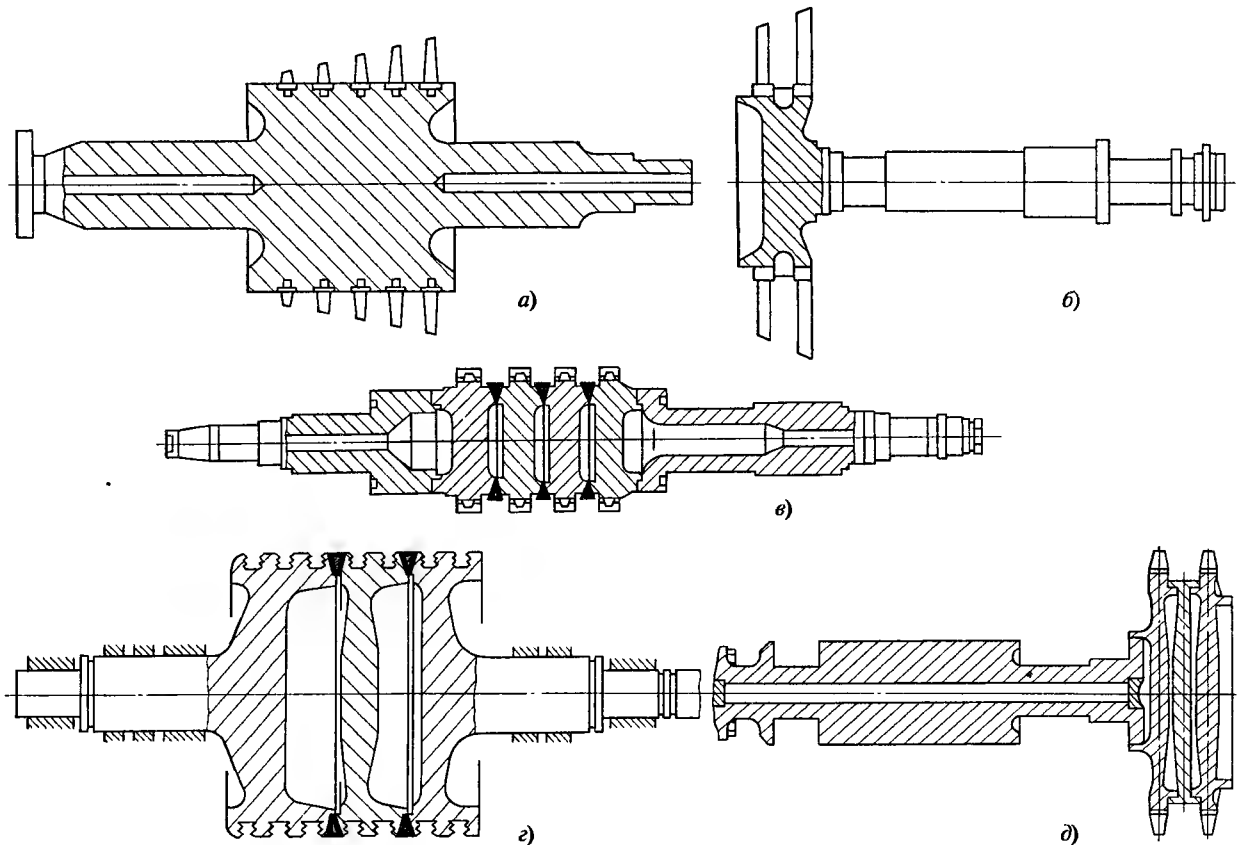


Рис. 13.6. Конструкции роторов газовых турбин:

а — цельнокованный ротор барабанной конструкции; б — ротор с консольным диском, откованным заодно с валом; в, г — сварные роторы; д, е — консольные роторы с закрепленными на валу с помощью радиальных цилиндрических штифтов дисками; ж, з — сборные двухопорные роторы с дисками, соединенными стяжными болтами; и, к — сборные роторы консольного типа с дисками, соединенными стяжными болтами

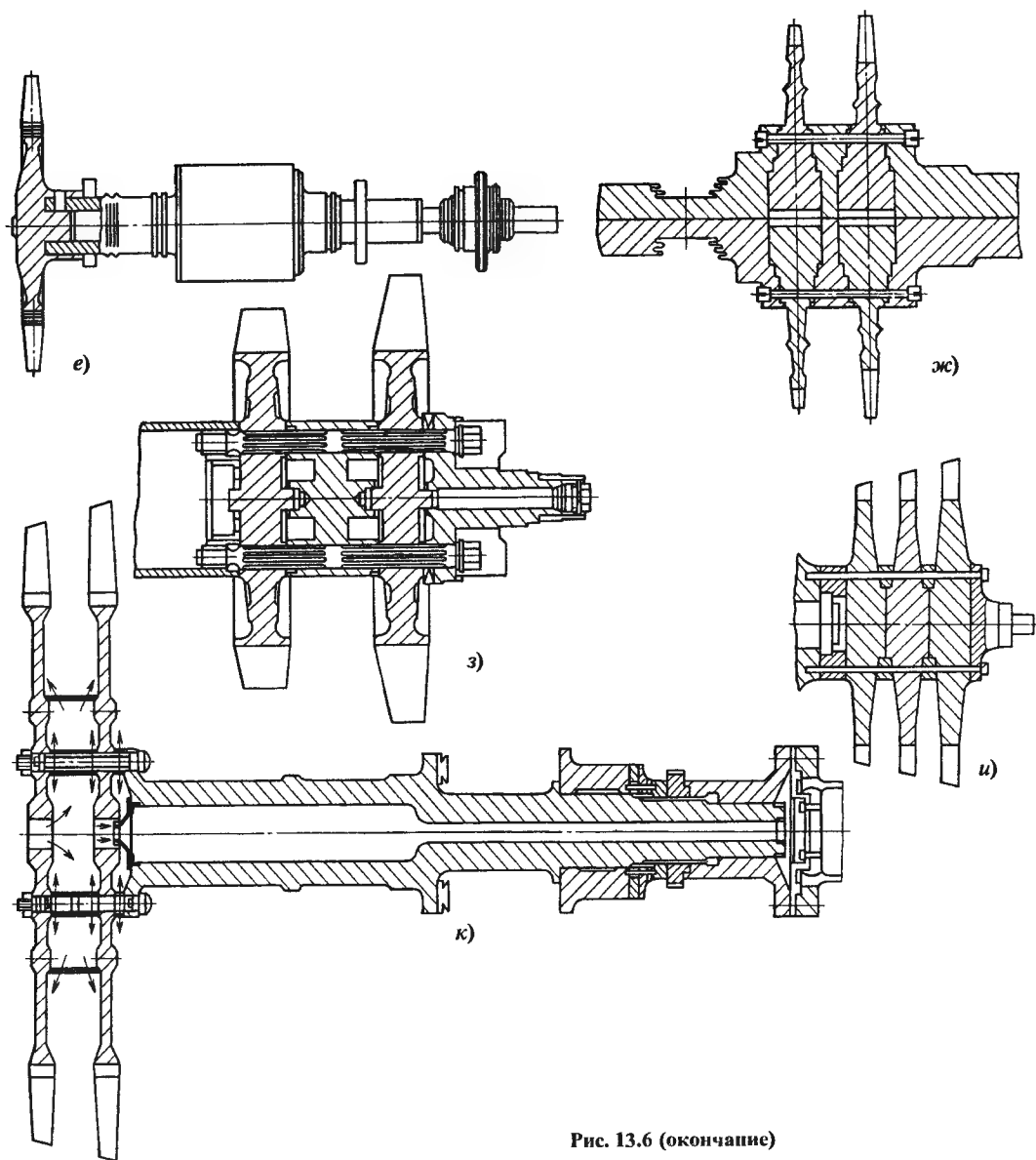


Рис. 13.6 (окончание)

через входные и выходные патрубки, было возможно меньшим. Поэтому в ГТУ широко распространена компоновка корпусов в одну линию, когда компрессор, камера сгорания и турбина расположены на одной оси; причем такое размещение выполняется даже для двухваловых установок, когда оба вала имеют разную частоту вращения. В этом случае потери давления при переходе газа из одного агрегата в другой получаются минимальными.

Корпуса газовых турбин обычно отливают из перлитных сталей. В некоторых случаях применяют сварку отдельных частей корпуса. Для простоты сборки и разборки корпуса крупных турбин обычно

выполняют с горизонтальным разъемом. С целью упрощения технологии изготовления корпуса многоступенчатых турбин часто имеют еще и вертикальный разъем, а иногда вообще делаются составными из кольцевых элементов, которые соединяются между собой фланцами.

При любом варианте конструкция корпуса должна быть не только прочной, но и возможно жесткой, прежде всего для того, чтобы обеспечить минимальными радиальные зазоры между корпусом и рабочими лопатками, которые в газовых турбинах к тому же часто не имеют бандажа. С этой же це-

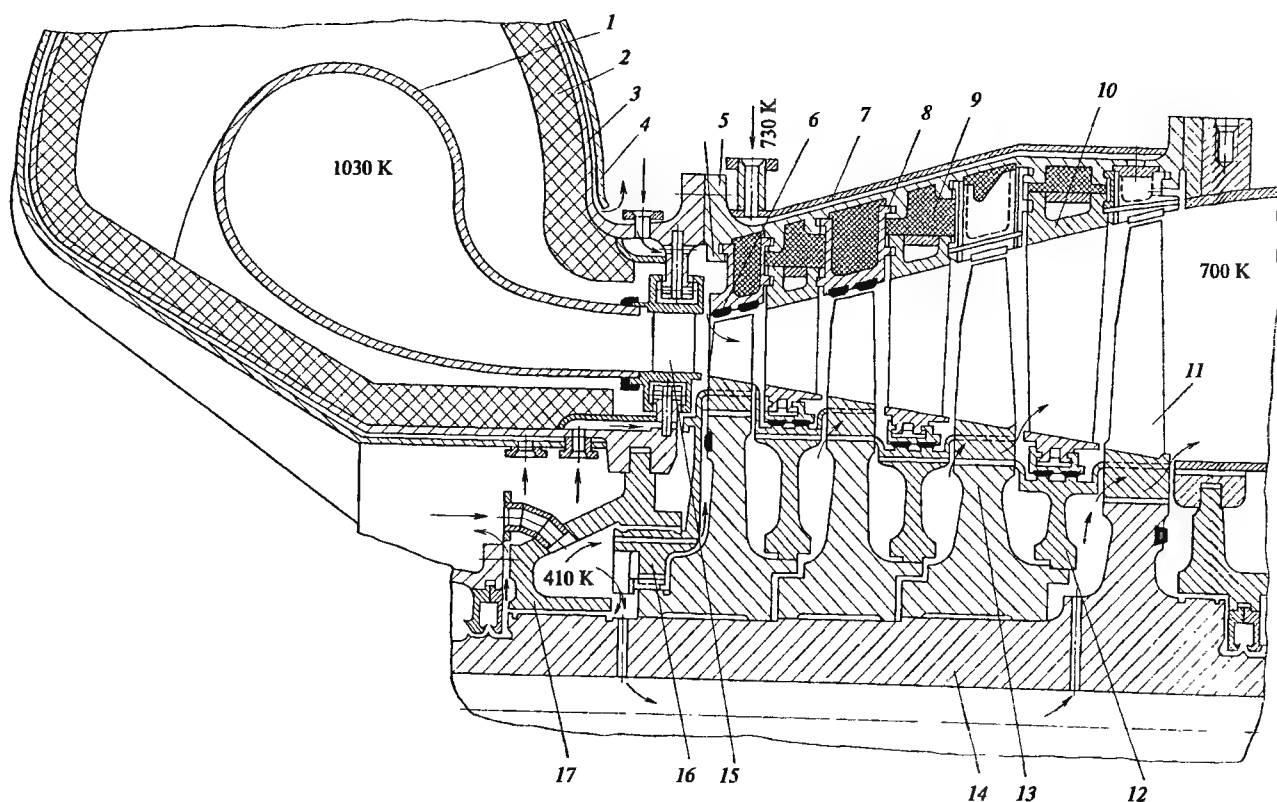


Рис. 13.7. Схема охлаждения турбины ГТ-35/44-770:

1 — патрубок входной внутренней; 2 и 9 — теплоизоляция; 3 — патрубок входной наружный; 4 и 7 — обшивка; 5 — корпус турбины (средняя часть); 6 — вставка металлокерамическая; 8 — сегмент; 10 — лопатка направляющая; 11 — лопатка рабочая; 12 — диск промежуточный; 13 — диск ротора; 14 — вал турбины; 15 — лопатка сопловая; 16 — диск воздухонаправляющий; 17 — уплотнение лабиринтовое

люю стараются корпус выполнить симметричным по сечению и равномерным по толщине для того, чтобы при многочисленных и резких по характеру теплосменах во время эксплуатации не происходили температурные деформации, нарушающие его цилиндрическую форму. С учетом этого в одно- и малоступенчатых турбинах корпуса иногда выполняют вообще без горизонтальных разъемов. В таком случае предусматривается осевая сборка и разборка турбины.

Для уменьшения температуры стенок наружного патрубка 3 (рис. 13.7) внутрь его часто вставляют жаростойкий внутренний тонкостенный патрубок 1, изготовленный из аустенитной стали. Между экраном и стенками корпуса помещают теплоизоляционный материал 2. Внутренний патрубок имеет отверстия, благодаря чему он разгружается от давления газа, а стенки патрубка 3, воспринимающие давление, имеют низкую температуру.

Существуют и другие варианты снижения температуры корпуса. Так, например, корпус заключают в обшивку, а через зазор между ними пропускают охлаждающий воздух (рис. 13.7, поз. 4, 7). Бывают турбины и с двухстенным корпусом, между стенками которого проходит воздух от компрессора. Внутренние стенки подвержены действию высокой температуры, а внешние, будучи сравнительно холодными, воспринимают давление газа.

Лабиринтовые уплотнения и подшипники газовых турбин по конструкции в принципе такие же, как и у паровых турбин (см. гл. 4). В лабиринтовых периферийных и диафрагменных уплотнениях газовых турбин и компрессоров применяются так называемые *сотовые вставки*, которые легко истираются при задеваниях, и этим предотвращаются серьезные последствия, возникающие при задеваниях в традиционных «жестких» лабиринтовых уплотнениях.

13.3. СПОСОБЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ГТУ

Задача охлаждения деталей газовых турбин заключается в обеспечении допустимой температуры деталей при высокой начальной температуре газа с минимальными затратами охлаждающего воздуха или воды. Уровень допустимых температур деталей определяется выбранным материалом и напряжениями.

Рабочие и направляющие лопатки обычно выполняют из жаропрочных материалов. Малые размеры позволяют изготавливать их без металлургических пороков (включений, рыхлости структуры, трещин).

Выполнение дисков и цельнокованых роторов больших размеров из жаропрочных материалов (аустенитных сталей и сплавов) затруднено ввиду опасности появления дефектов. Кроме того, жаропрочные сплавы обладают сравнительно низкой теплопроводностью и большим коэффициентом линейного расширения. Такое сочетание свойств не позволяет производить быстрое изменение нагрузки ввиду появления больших температурных напряжений. Поэтому диски и цельнокованные роторы выполняют обычно из сталей перлитного или ферритного класса, обладающих более благоприятными характеристиками, но допускающих значительно более низкие температуры — примерно 500—550 °С. Это вынуждает применять охлаждение дисков даже при сравнительно низких температурах газа.

Рассмотрим основные способы охлаждения деталей газовых турбин. Наиболее простой путь охлаждения рабочих лопаток — отвод теплоты от их корневой части (кондуктивное охлаждение). Схема такого охлаждения показана на рис. 13.8. Воздух подается через щель между дефлектором 1 и диском 2, охлаждая диск. Далее он проходит каналы, образованные зубцами 3 хвостового крепления лопаток 4 и зубцами 5 диска, охлаждая хвостовик лопатки. Утечка воздуха в проточную часть турбины предотвращается уплотнительными пластинами 6. Этот способ позволяет существенно — на 200 °С и более — снизить температуру тела лопатки в корневом сечении и соответственно температуру обода диска, поэтому охлаждение диска происходит весьма эффек-

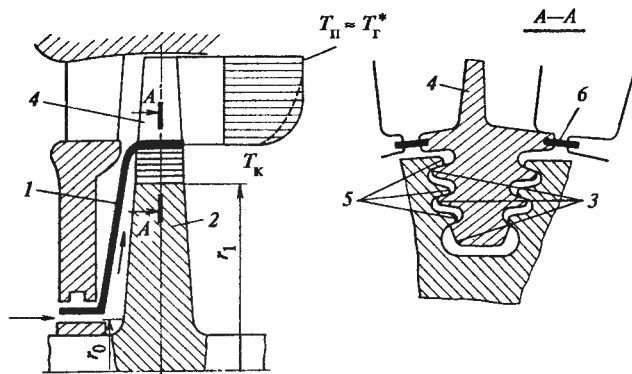


Рис. 13.8. Охлаждение корней лопаток и диска продувкой воздуха через каналы в местах крепления лопаток к диску

тивно и при малом расходе воздуха. Однако температура лопатки по мере удаления от корневого сечения резко возрастает, приближаясь к температуре торможения газа. Примерный характер изменения температуры лопатки по ее высоте показан на рис. 13.8 сплошной кривой.

Таким образом, эффективность кондуктивного охлаждения лопаток оказывается незначительной, за исключением случая весьма коротких лопаток. Поэтому нашли применение многие способы конвективного охлаждения направляющих и рабочих лопаток. Охлаждающим агентом, как правило, является воздух, забираемый из компрессора.

Некоторые варианты охлаждения представлены на рис. 13.9.

В простейшем случае лопатку выполняют поллой (схема а); внутри нее проходит воздух, выбрасываемый в проточную часть через верхнюю открытую часть лопатки. Изготовление таких лопаток несложно, однако эффективность охлаждения невелика вследствие малых скоростей воздуха. Увеличение скоростей воздуха в схеме б достигается выполнением в теле лопатки нескольких отверстий (различной формы) малых сечений. Эффективность охлаждения велика: при расходе воздуха, составляющем 1,5 % общего расхода, средняя температура лопатки снижается на 150—200 °С. Недостатком схемы б является сравнительно плохое охлаждение выходной кромки.

Отмеченный недостаток частично устраняется в схеме в и полностью — в схемах г и д. Лопатка в схеме в выполнена с продольными канавками по

обводам, закрываемыми тонким листом, охватывающим всю лопатку. Щели могут выполняться вблизи выходной кромки без существенного ее утолщения. Еще более интенсивное охлаждение лопаток и особенно выходных кромок достигается в схемах *г* и *д*. На схеме *г* показана полая лопатка, имеющая прорезы вдоль выходной кромки, и дефлектор, обеспечивающий малый зазор для прохода воздуха. Воздух подается через отверстие в дефлекторе к входной кромке лопатки, проходит вдоль поверхности лопатки (в поперечном направлении) и сбрасывается в проточную часть турбины через щели в выходной кромке. В схеме *д* полностью устранено соприкосновение несущей части лопатки с горячим газом. Лопатка защищена тонкой оболочкой, крепящейся к лопатке. Воздух подается через отверстие, расположенное вблизи входной кромки лопатки, и проходит между лопаткой и оболочкой, как и в схеме *г*.

Схемой *е* на рис. 13.9 представлено пленочное охлаждение. В лопатке имеются продольные щели. Выходящий из щелей воздух образует на поверхности лопатки относительно холодную пленку, защищающую ее от прямого воздействия горячего газа. Более равномерную пленку можно получить, если выполнить лопатку из пористого материала (пористое охлаждение). В этом случае лопатка выполняется полой, как в схеме *а*, но стенки лопатки пористые. Подаваемый внутрь лопатки воздух (или вода) проходит через пористые стенки и на внешней поверхности лопатки образует защитную пленку, что обеспечивает эффективное охлаждение лопаток.

Различные способы воздушного охлаждения можно сравнить по их эффективности, введя отношение

$$\overline{\Delta T} = (T_{\Gamma}^* - T_w) / \bar{G}_b,$$

где $T_{\Gamma}^* - T_w$ — разность температуры торможения газа около поверхности детали и температуры металла этой детали, К; $\bar{G}_b = G_b / G$ — отношение расхода охлаждающего воздуха к расходу газа, %.

Охлаждение сопловых лопаток часто выполняется по схеме *г* (рис. 13.9), для которой эффективность охлаждения $\overline{\Delta T}$ в разных конструктивных вариантах составляет 110—160 К на 1 % расхода охлаждающего воздуха, причем большие значения относятся к сопловым лопаткам с внутренним оребрением.

Заградительное (пленочное) охлаждение применяется в сочетании с внутренним конвективным (комбинация схем *е* и *г*). В этом случае часть воздуха, подаваемого в лопатку, выходит через щели, образуя пленку (по схеме *е*), а другая часть течет в поперечном направлении и выходит через заднюю кромку, как в схеме *г*. Эффективность комбинированного охлаждения сопловых лопаток примерно такая же, как и в случае *г*.

Для рабочих лопаток с внутренним конвективным охлаждением по схемам *б*—*д* эффективность охлаждения в выполненных конструкциях находится в пределах 60—130 К на 1 % расхода охлаждающего воздуха. При пористом охлаждении рабочих лопаток значение $\overline{\Delta T}$ составляет около 160—170 К на 1 % расхода воздуха.

Рабочие лопатки, изображенные на схемах *в* и *д*, отличаются тем, что у них несущей является центральная часть, выполняемая заодно с хвостовиком лопатки, а рабочий профиль образуется тонкой оболочкой (гильзой), которая крепится к несущей части сваркой по продольным (схема *в*) или поперечным (схема *д*) выступам несущего стержня, а также приваривается по периметру профиля к хвостовику ло-

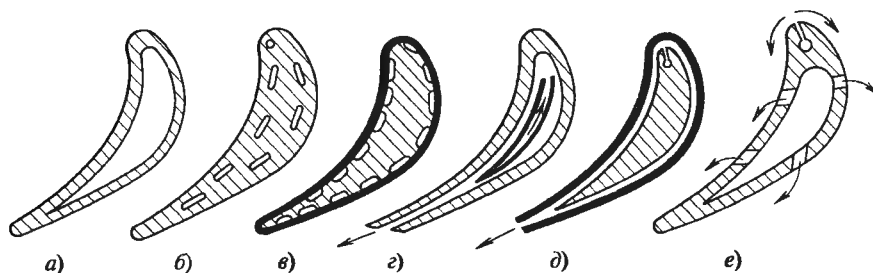


Рис. 13.9. Способы воздушного охлаждения сопловых и рабочих лопаток

патки. У лопаток гильзового типа имеется дополнительный резерв прочности, поскольку здесь важна температура несущего стержня, в то время как температура гильзы может быть более высокой вследствие малых в ней напряжений. В этом случае эффективность охлаждения определяется по средней температуре несущего стержня вместо средней температуры поверхности лопатки. При таком определении эффективность охлаждения рабочих лопаток, показанных на схемах *в* и *д*, может составлять более 150 К на 1 % расхода охлаждающего воздуха.

Приведенные значения эффективности охлаждения относятся к выполненным конструкциям и соответствуют опытным данным для серийных машин как стационарного, так и транспортного типа.

Сопловые и рабочие охлаждаемые лопатки изготавливаются по различным технологическим процессам. В настоящее время распространенной технологией изготовления для лопаток высокотемпературных ступеней стационарных газовых турбин стало *точное литье полых лопаток по выплавляемым моделям* из высокопрочных сплавов на никелевой (или кобальтовой) основе. Технология, ранее разработанная и широко применяемая в авиационном газотурбостроении, позволяет реализовать *направленную кристаллизацию* в лопатках и получение *монокристаллических литых лопаток*.

Лопатки с направленной кристаллизацией и монокристаллические лопатки из сплавов на никелевой основе отличаются повышенными характеристиками прочности и более высокой и стабильной пластичностью при высоких температурах, чем лопатки обычной равноосной поликристаллической структуры.

Точным литьем изготавливаются сопловые и рабочие лопатки с оптимизированной системой внутренних каналов для конвективного охлаждения, а также щелей и отверстий для выхода охлаждающего воздуха и образования пленочного охлаждения лопаток.

Для повышения коррозионной стойкости лопаток, как уже отмечалось, применяются дополнительные меры — нанесение *защитных металлических или металлокерамических покрытий*. Последние к тому же позволяют при неизменном расходе охлаждающего воздуха понизить температуру несущей

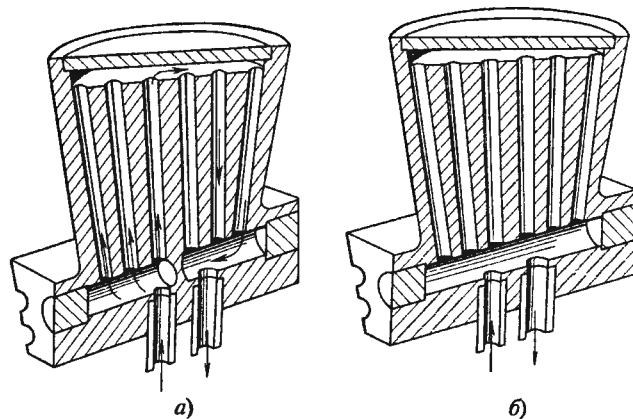


Рис. 13.10. Способы водяного охлаждения рабочих лопаток

щей стенки лопатки и тем самым увеличить *ресурс* лопаток или при том же количестве охлаждающего воздуха поднять рабочую температуру газа перед турбиной и таким образом повысить мощность и экономичность ГТУ.

Эти возможности обусловлены важным свойством керамического слоя покрытия — низкой его теплопроводностью, которая в несколько раз меньше теплопроводности материала лопаток. Вследствие низкой теплопроводности керамического слоя температура на его поверхности на 30—60 К и более ниже температуры на поверхности металла охлаждаемых лопаток (эта оценка относится к высокотемпературной ГТУ с температурой перед газовой турбиной $t_c \sim 1300^\circ\text{C}$).

Если воздушное охлаждение сопловых и рабочих лопаток достаточно широко применяется в ГТУ и в особенности в авиационных ГТД, то жидкостное охлаждение еще не вышло из стадии исследования.

Два варианта водяного охлаждения лопаток показаны на рис. 13.10. На схеме *а* изображено охлаждение с принудительной циркуляцией, а на схеме *б* — с естественной циркуляцией. В первом варианте охлаждение более интенсивное, а во втором — более простое в изготовлении. В подводящий канал поступает вода, а через отводящий выходит пароводяная смесь. Лопатка выполняется из двух свариваемых между собой половин. Необходимость в водяном охлаждении возникает при стремлении поднять начальную температуру газа выше значения, допускаемого воздушным охлаждением. Основная

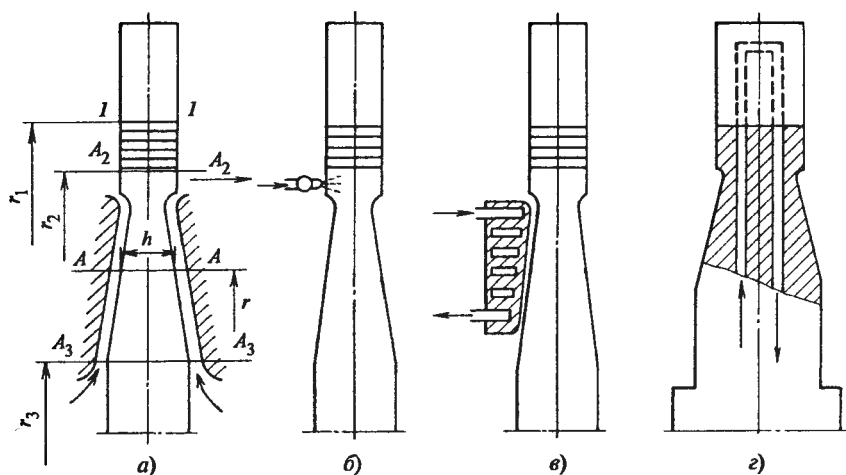


Рис. 13.11. Способы охлаждения дисков

трудность при этом связана с охлаждением выходной кромки. Чтобы один из каналов был расположен близко к выходной кромке, толщину последней приходится выбирать большой.

Переходя к изучению способов охлаждения дисков, напомним, что один из эффективных способов уже был рассмотрен — охлаждение через каналы в месте крепления лопаток к диску (см. рис. 13.8). Некоторые способы охлаждения дисков показаны также на рис. 13.11.

На схеме *а* (рис. 13.11) представлен радиальный обдув диска. Воздух подается в узкую щель, образованную диском и неподвижной стенкой. Обычно воздух поступает в центральную часть и выбрасывается в проточную часть. На схеме *б* показано струйное охлаждение диска, осуществляемое воздухом, подаваемым через несколько сопел на периферийную часть диска. Иногда охлаждение диска осуществляют посредством водяного экрана, как это показано на схеме *в*. В экран вмонтирован кольцевой змеевик, по которому циркулирует охлаждающая вода. Если применяется водяное охлаждение рабочих лопаток, то вода служит одновременно и для охлаждения диска (внутреннего), как ясно видно на схеме *г*.

Часто в ГТУ применяют также охлаждение корпуса турбины. При высоких начальных температурах газа входную часть корпуса выполняют двойной: внешняя часть изготавливается из перлитной стали, внутренняя вставка — из аустенитной стали

или сплава. Между вставкой и корпусом образуется щель, в которую подается воздух.

Охлаждение корпуса целесообразно также и в области умеренных температур, что облегчает пуск и резкое изменение нагрузки турбины. Такая конструкция охлаждаемого корпуса позволяет выполнять меньшие зазоры в проточной части турбины без снижения надежности.

Рассмотрим некоторые примеры охлаждения газовых турбин. Пример охлаждения турбины с неохлаждаемыми лопатками рассмотрен в § 13.2 (см. рис. 13.7).

На рис. 13.12 изображена проточная часть турбины фирмы АВВ типов 11 и 13, где показаны охлаждаемые сопловые 1 и рабочие 2 лопатки первой ступени. Лопатки всех последующих ступеней выполнены неохлаждаемыми.

В сопловой лопатке первой ступени организовано петлевое движение охлаждающего воздуха с выбросом его через щель в выходной кромке, а в рабочей лопатке той же ступени — продольное (по оси лопатки) течение воздуха с поворотом. Здесь воздух также выходит через щель в выходной кромке. Лопатки имеют оребрения внутренней поверхности для увеличения интенсивности теплоотдачи от лопаток к воздуху.

Стрелками на рис. 13.12 показаны также потоки воздуха, охлаждающие поверхность ротора, замковые соединения неохлаждаемых лопаток и корпус газовой турбины.

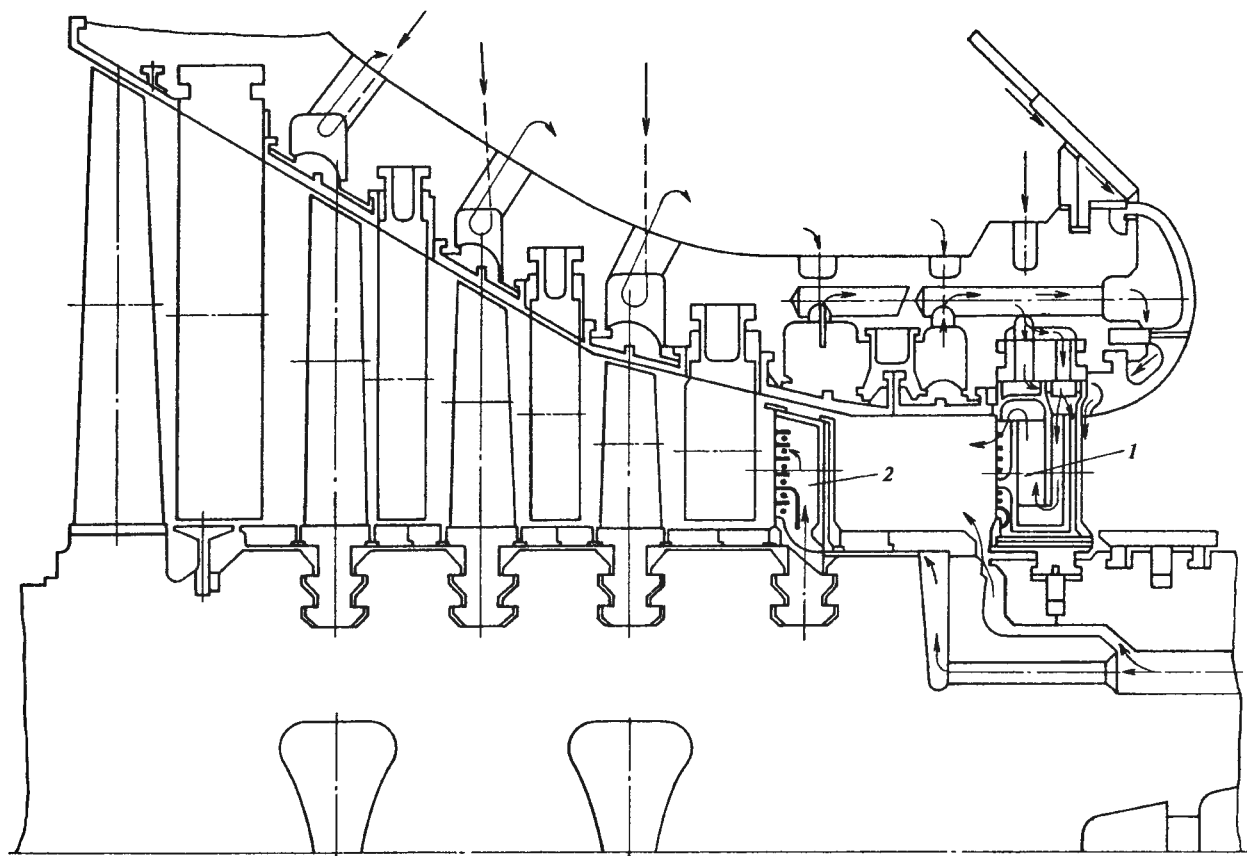


Рис. 13.12. Проточная часть турбины ГТУ фирмы АВВ типов 11 и 13

13.4. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

В камере сгорания осуществляется нагрев рабочего тела до заданной температуры за счет сжигания топлива в потоке сжатого воздуха.

К камерам сгорания предъявляются следующие требования: 1) в них должно происходить устойчивое горение топлива на всех режимах работы ГТУ, без срывов, опасных пульсаций и затухания пламени; 2) поле температур в газовом потоке перед турбиной должно быть достаточно равномерным во избежание местных перегревов и повреждений сопл; 3) для увеличения срока службы они должны иметь надежное охлаждение, особенно наиболее нагретых частей; 4) должны обладать высокой экономичностью на всех режимах работы ГТУ; 5) должны иметь возможно меньшее гидравлическое сопротивление; 6) должны обеспечить надежный пуск ГТУ; 7) по конструкции они должны быть удобными и безопасными в эксплуатации, технологичными и недорогими в изготовлении; 8) камеры сгорания ГТУ передвижных и транспортабельных электро-

станций, кроме того, должны иметь еще возможно меньшую массу и габариты.

Камеры сгорания современных ГТУ работают на газообразном топливе (в основном это природные газы) и на различных сортах жидкого топлива: газойле, керосине, дизельном топливе, соляровом масле, дистилляте.

Камеры сгорания имеют следующие основные характеристики.

1. Тепловая мощность камеры, кВт,

$$Q_K = BK_T,$$

где B — расход сжигаемого топлива, кг/с; K_T — теплота сгорания топлива, кДж/кг.

2. Объемная теплонапряженность q , кВт/м³, характеризующая компактность камеры, а значит, и эффективность использования ее объема:

$$q = Q_K / V_K = BK_T / V_K,$$

где V_K — объем камеры сгорания, м³; он принимается обычно равным объему пламенной (жаровой) трубы.

С повышением давления в камере мощность и теплонапряженность ее увеличиваются, так как при этом возрастает массовый расход воздуха через камеру, а следовательно, и расход сжигаемого топлива.

Поэтому при оценке камер сгорания их объемную теплонапряженность обычно рассчитывают по отношению к давлению в камере, т.е.

$$q_p = BK_T / (V_K P_B),$$

где P_B — давление на входе в камеру, МПа.

3. Тепловой КПД камеры сгорания, учитывающий все тепловые потери,

$$\eta_{\text{к.с}}^T = 1 - (Q_{\text{н.с}} + Q_{\text{охл}}) / (BK_T),$$

где $Q_{\text{н.с}}$ — потери теплоты от неполного сгорания топлива (химический и физический недожог); в лучших современных камерах сгорания стационарных ГТУ эти потери составляют менее 1 % общего расхода теплоты; $Q_{\text{охл}}$ — потери за счет отдачи теплоты в окружающее пространство нагретыми поверхностями камеры и примыкающих к ней трубопроводов; эти потери обычно бывают менее 0,5 % расхода теплоты.

4. Полные потери давления в камере сгорания складываются из следующих составляющих:

а) гидравлических потерь, которые возникают без подвода теплоты в камере в результате потерь на трение при прохождении газового потока и местных сопротивлений от воздухонаправляющих ребер, завихрителей и т.п. Эти потери определяются при холодной продувке камеры;

б) дополнительных потерь давления, вызванных нагревом газа при сгорании топлива в камере. Плотность газа в этом случае уменьшается, а скорость газового потока увеличивается. Процесс снижения давления в газовом потоке при подводе теплоты подробно рассматривается в курсе газовой динамики.

Полные потери давления принято выражать в долях или процентах по отношению к давлению полного торможения воздуха на входе в камеру P_B^* :

$$\lambda_{\text{к.с}} = \frac{\Delta p^*}{P_B^*} 100 = \frac{P_B^* - P_\Gamma^*}{P_B^*} 100,$$

где Δp^* — полная потеря давления в камере; P_Γ^* — давление полного торможения газов на выходе из камеры.

Давления полного торможения воздуха и газа имеют вид:

$$P_B^* = P_B + \frac{\rho_B w_B^2}{2 \cdot 10^6}; \quad P_\Gamma^* = P_\Gamma + \frac{\rho_\Gamma w_\Gamma^2}{2 \cdot 10^6},$$

где P_B, P_Γ — статические давления воздуха на входе и газа на выходе, МПа; ρ_B, ρ_Γ — плотности воздуха и газа, кг/м³; w_B, w_Γ — средние скорости воздуха во входном сечении и газа в выходном сечении камеры, м/с.

В современных конструкциях камер сгорания полные потери давления обычно бывают в пределах $\lambda_{\text{к.с}} = 1 \dots 3 \%$.

Потери давления в камере сгорания снижают КПД ГТУ. Эти потери учитываются как составляющая общих потерь давления в контуре ГТУ (см. § 12.5).

5. Общий коэффициент избытка воздуха в камере сгорания $\alpha = G_K / (BL_0)$ определяется из теплового баланса камеры сгорания (см. § 12.8).

Непосредственно в процессе сгорания участвует не все количество воздуха G_K , а только часть его — первичный воздух, поступающий в зону горения,

$$G_{K1} = \alpha_1 BL_0,$$

где α_1 — коэффициент избытка первичного воздуха, зависящий от конструкции камеры сгорания и вида сжигаемого топлива; обычно $\alpha_1 = 1,2 \dots 1,6$.

6. Важнейшей характеристикой камеры сгорания является минимальное образование в ней при сжигании топлива ядовитых веществ — оксида углерода CO и оксидов азота NO_x ($x = 1; 2$).

Лучшие камеры сгорания имеют эмиссию NO_x менее 50 мг/м³ при норме не более 150 мг/м³ (при нормальных условиях).

Существующие камеры сгорания можно разделить на следующие основные типы: а) индивидуальные; б) секционные (многотрубчатые); в) кольцевые; г) трубчато-кольцевые.

Кроме того, камеры сгорания делятся на прямоточные и противоточные. В прямоточных камерах охлаждающий (вторичный) воздух движется в кольцевом канале между пламенной трубой и корпусом в том же направлении, что и продукты сгорания. В противоточных камерах поток охлаждающего воздуха направлен навстречу потоку продуктов сгорания в пламенной трубе. Применение противоточных камер в ряде случаев упрощает общую компоновку ГТУ и позволяет сократить длину камеры, но

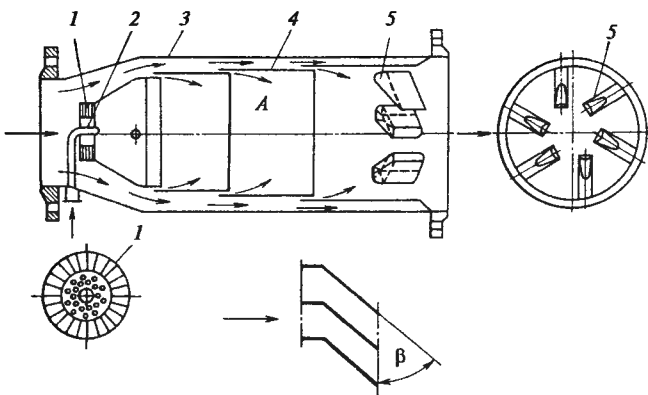


Рис. 13.13. Схема цилиндрической камеры сгорания

потери давления в них обычно больше, чем в прямоточных камерах.

Индивидуальная выносная камера в отдельном корпусе устанавливается в ГТУ рядом с турбокомпрессором. Применяют эти камеры в основном в стационарных и значительно реже в передвижных установках.

В цилиндрической индивидуальной камере сгорания (рис. 13.13) воздух разделяется на два потока: первичный и вторичный. Первичный воздух поступает через воздухонаправляющее устройство 1 в пламенную трубу 4, куда через форсунку 2 (или горелку) подается топливо. Расход первичного воздуха регулируется в зависимости от расхода топлива поворотом лопаток воздухонаправляющего устройства 1, что осуществляется посредством специального механизма управления. Вторичный (охлаждающий) воздух пропускается через кольцевое пространство между пламенной трубой 4 и корпусом 3 камеры сгорания. При движении он интенсивно охлаждает стенки трубы и корпуса. Выходя из кольцевого пространства, вторичный воздух попадает в объем А, где смешивается с продуктами сгорания, понижая тем самым их температуру до заданного значения.

Для уменьшения закрутки газового потока на выходе из камеры и для лучшего перемешивания вторичного воздуха с продуктами сгорания к пламенной трубе приварены лопатки 5, закручивающие поток вторичного воздуха в направлении, обратном тому, которое придается первичному воздуху.

В цилиндрических камерах можно установить не одну, а несколько форсунок, что увеличивает надежность работы и позволяет регулировать тепловую мощность камеры сгорания изменением числа работающих форсунок.

К преимуществам индивидуальных цилиндрических камер сгорания относятся простота конструкции и сравнительно малые потери давления, достигающие 1,5—3,0 %. Основными недостатками этих камер являются большие масса и габариты.

Секционные (многотрубчатые) камеры сгорания представляют собой конструкцию, в которой объединено несколько (6—16) параллельно работающих цилиндрических камер (секций), часто связанных между собой пламепередающими патрубками.

Секция многотрубчатой камеры сгорания (рис. 13.14) состоит из пламенной трубы 7 и 5 и кожуха 8. Пламенная труба включает в себя головку, состоящую из лопаточного завихрителя 3, тарелки 2 и конуса 4, и корпус, состоящий из цилиндрической части 5 и двух конических участков, соединенных между собой конусным кольцом 6. Первичный воздух поступает через входной кожух 1 в головку пламенной трубы. Часть его направляется в зону горения через лопаточный завихритель 3, а оставшаяся часть идет туда через многочисленные отверстия в тарелке 2 и конусе 4. Кроме того, на цилиндрической части пламенной трубы имеется еще два ряда отверстий, через которые дополнительно поступает воздух, необходимый для горения при полной нагрузке ГТУ. Вторичный воздух идет по кольцевому пространству между пламенной трубой и кожухом 8 и затем поступает в зону смешения через четыре ряда отверстий в конической части пламенной трубы 7. Небольшая часть охлаждающего воздуха входит внутрь пламенной трубы через большое число отверстий малого диаметра в конусном кольце 6.

Секционные камеры сгорания выполняют обычно в виде единого моноблока, в котором все секции

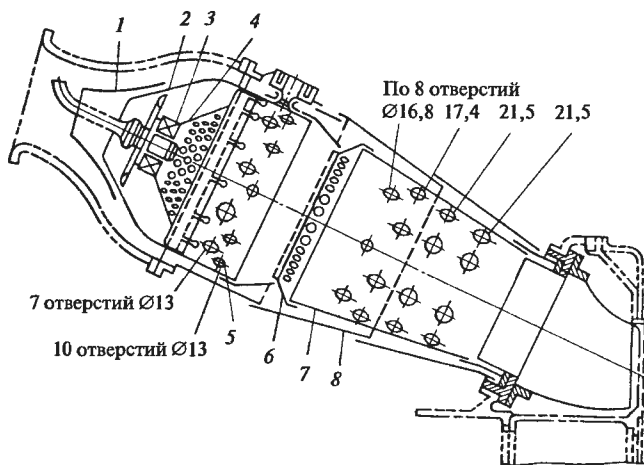


Рис. 13.14. Секция многотрубчатой камеры сгорания

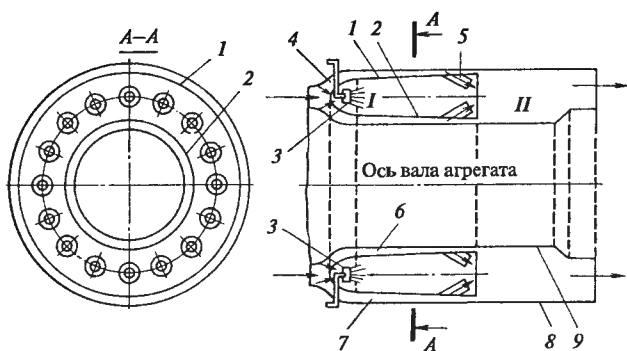


Рис. 13.15. Схема кольцевой камеры сгорания

заклучены в общий корпус. Секционные камеры сгорания отличаются компактностью, обеспечивая высокую полноту сгорания топлива и устойчиво работают в различных эксплуатационных условиях. Недостатком их являются сравнительно большие потери давления.

В кольцевых камерах сгорания (рис. 13.15) зона горения I имеет форму кольцевой полости обычно шириной 150—200 мм, которая образуется цилиндрами 1 и 2. Два других соосно расположенных цилиндра (8 и 9) составляют кожух камеры. Первичный воздух через воздухоподводящее устройство 4 поступает в зону горения I. Вторичный воздух направляется по кольцевым зазорам 6 и 7 к смесительным насадкам 5, через которые поступает в зону II, где смешивается с продуктами сгорания, понижая тем самым их температуру. В воздухоподводящем устройстве 4, на входе в зону горения I, по всей окружности расположены форсунки 3. За счет этого обеспечиваются хорошее перемешивание топлива с воздухом и горение по всему кольцевому пространству.

Объемная теплонапряженность у кольцевых камер примерно такая же, как и у секционных, а потери давления несколько больше. По сравнению с секционными камерами они имеют меньший объем и более равномерное поле температур газа на выходе. Зато кольцевые камеры сложнее в изготовлении и доводке, труднодоступны для осмотра в ходе эксплуатации.

Для работы на жидком топливе в камерах сгорания обычно применяют центробежные форсунки (рис. 13.16). Они просты по конструкции, надежны в работе и обеспечивают хорошее распыливание топлива. К форсунке топливо подается насосом 5 под давлением, превышающим давление воздуха за компрессором. Поступает оно сначала в кольцевую

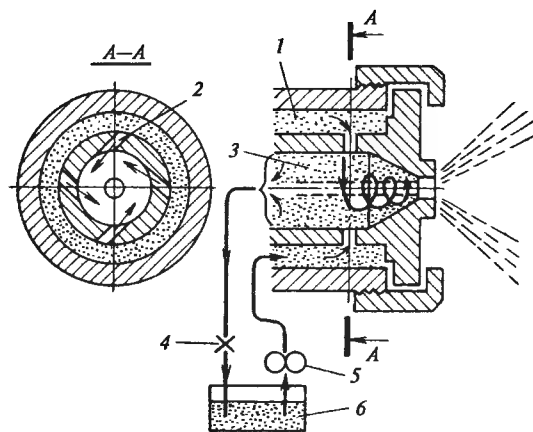


Рис. 13.16. Центробежная форсунка с перепуском топлива

полость 1, а затем через ряд тангенциально расположенных каналов 2 направляется в вихревую камеру 3, в которой приобретает вращательно-поступательное движение. При выходе из форсунки топливо распыливается.

В центробежных форсунках изменять расход топлива за счет регулирования его давления можно не более чем в 2—2,5 раза. Для обеспечения более широкого диапазона регулирования применяют двухступенчатые форсунки и форсунки с перепуском топлива. У двухступенчатых (двухконтурных) форсунок на малых расходах работает лишь одна первая ступень. Для увеличения расхода топлива к ней подключается вторая ступень. У форсунок с перепуском топлива вихревая камера 3 соединена с клапаном 4, который перепускает часть топлива обратно в подводящий трубопровод или же в расходный бак 6.

13.5. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Теплообменные аппараты в ГТУ по своему назначению выполняют роль регенераторов (подогревателей), воздухоохладителей и маслоохладителей. Основные требования к ним — обеспечить передачу заданного теплового потока от греющей среды к нагреваемой при возможно меньших массогабаритных показателях и суммарных расходах, включающих в себя все капитальные затраты и эксплуатационные расходы. При этом гидравлическое сопротивление регенераторов со стороны как греющей, так и нагреваемой среды должно быть по возможности малым, так как оно существенно влияет на КПД всей установки (см. § 12.5).

В ГТУ применяют теплообменники поверхностного типа, в основном рекуперативные, в которых греющая и нагреваемая среды полностью изолированы друг от друга, а теплообмен между ними осуществляется через разделяющую их стенку. И только вращающиеся регенераторы по принципу работы являются регенеративными теплообменниками, так как в них греющая и нагреваемая среды поочередно омывают одну и ту же поверхность теплообмена.

Рекуперативные теплообменники, применяемые в ГТУ, по конструктивному исполнению бывают трубчатыми и пластинчатыми. Как те, так и другие выполняют прямоточными (греющая и нагреваемая среды движутся параллельно друг другу и в одном направлении), противоточными и с перекрестным током.

Трубчатые теплообменники в ГТУ выполняют с шахматным и коридорным расположением трубок, с прямыми и гнутыми трубками. У прямых трубок гидравлическое сопротивление меньше, чем у гнутых, но зато необходимы специальные устройства для компенсации температурных деформаций. У прямых трубок значительно легче очищать внутреннюю и наружную поверхности от различных отложений.

В зависимости от компоновки и необходимой длины каналов трубчатые и пластинчатые теплообменники выполняют одно-, двух-, трех- и более ходовыми. В ГТУ применяют трубчатые теплообменники с гладкими и оребренными трубками.

Основными показателями, характеризующими теплообменники поверхностного типа, являются следующие величины:

1) коэффициент теплопередачи, численные значения которого для регенераторов разных типов приведены в табл. 13.1;

2) коэффициент компактности характеризует компактность теплообменного аппарата в целом с учетом совершенства его конструкции и компоновки поверхности теплообмена. Он показывает, какая площадь поверхности теплообмена, м^2 , находится в 1 м^3 или 1 кг теплопередающего элемента;

3) гидравлические потери как со стороны греющей, так и нагреваемой среды обычно принято выражать в процентах по отношению к давлению на входе в теплообменный аппарат;

4) в трубчатых теплообменниках за характерный размер принимают внутренний диаметр трубки. В случае каналов сложного сечения (например,

Таблица 13.1. Технические характеристики регенераторов

Показатель	Тип регенератора		
	трубчатый	пластинчатый	вращающийся
Степень регенерации	0,5—0,8	0,6—0,8	0,6—0,95
Коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:			
со стороны воздуха	80—200	160—350	—
со стороны газа	60—140	70—260	—
Коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	30—150	50—250	—
Коэффициент компактности, $\text{м}^2/\text{м}^3$	35—200	130—250	До 9000
Давление, МПа:			
воздуха	0,4—2,8	0,25—0,6	0,25—0,4
газа	0,1—0,11	0,1—0,11	0,1—0,11
Относительное сопротивление, %:			
со стороны воздуха	1,3—4	0,9—5,5	—
со стороны газа	0,8—5	2—2,5	—
Скорость, м/с:			
воздуха	10—20	15—30	—
газа	15—40	25—60	—

в пластинчатых теплообменниках) за характерный размер принимают эквивалентный диаметр

$$d_3 = 4S/P,$$

где S — площадь поперечного сечения канала, м^2 ; P — полный периметр поперечного сечения канала независимо от того, какая часть этого периметра участвует в теплообмене, м.

Трубчатые теплообменники, в том числе и регенераторы (рис. 13.17), независимо от их конструктивных особенностей и компоновки обычно состоят из следующих основных деталей: литого или сварного корпуса 1, трубных досок 2 и трубок 3, которые образуют поверхность теплообмена. Трубки 3 крепятся в трубных досках 2 в большинстве случаев развальцовкой и сравнительно реже с помощью пайки или сварки.

Трубчатые регенераторы наиболее широко применяют в ГТУ различных типов, мощности и назначения благодаря следующим достоинствам: 1) их можно использовать при наиболее высоких степенях сжатия; 2) они позволяют без затруднений осуществлять нужную компоновку; 3) обладают большой надежностью и долговечностью в ра-

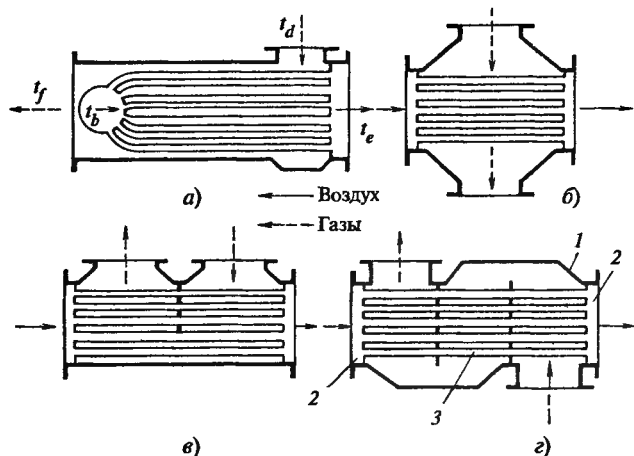


Рис. 13.17. Схемы трубчатых регенераторов:

а — противоточный; б — одноходовой с перекрестным током; в — двухходовой с перекрестным током; г — трехходовой с перекрестным током

боте. Замена вышедших из строя трубок не представляет особого труда.

К недостаткам трубчатых регенераторов относятся: 1) большие масса и габариты; 2) меньшие коэффициенты теплопередачи по сравнению с другими типами регенераторов (табл. 13.1).

В трубчатых регенераторах воздух обычно пропускается по трубкам, а газы обтекают трубки снаружи. При этом корпус регенератора получается относительно легким, так как он рассчитывается на давление отходящих газов, которое близко к атмосферному; поверхность нагрева со стороны газов проще очищать от нагара и сажи, чем в регенераторах других типов.

Для увеличения поверхности теплообмена в трубчатых регенераторах иногда делают наружное, а также и внутреннее оребрения.

Для повышения коэффициентов теплоотдачи применяют так называемые турбулизаторы, с помощью которых искусственно создается дополнительная турбулизация потока газа. В качестве турбулизаторов чаще всего используют проволоочную спираль, вставляемую внутрь трубок и наматываемую также снаружи их, либо спиральную ленту. Применяют и другие конструктивные способы турбулизации.

Более компактными, легкими, простыми по конструкции и дешевыми по сравнению с трубчатыми являются пластинчатые теплообменники с поверхностью теплообмена, составленной из профильных листов (пластин), которые штампуются обычно из углеродистой или нержавеющей стали. Профильные листы накладываются друг на друга и образуют продольные и поперечные каналы (рис. 13.18). В местах соприкосновения листы попарно сваривают. Из полученных таким путем сварных элементов komponуют пакеты, которые соединяют последовательно по ходу движения воздуха, образуя отдельные секции регенератора.

В пластинчатых теплообменниках нет трубных досок, а благодаря продольным и поперечным волнам (гофрам) в листах обеспечивается самокомпенсация температурных деформаций. Простота конструкции и технологии изготовления, а также сравнительно небольшое гидравлическое сопротивление позволяют выполнять пластинчатые теплообменники с малыми эквивалентными диаметрами каналов. Все это дает возможность получить коэффициент теплопередачи несколько выше, а коэффициент компактности больше, чем у трубчатых регенераторов (табл. 13.1). Основным недостатком пластинчатых регенераторов является невысокая механическая прочность, которая ограничивает область их применения в ГТУ для давлений не выше 0,6 МПа.

Вращающиеся регенераторы по принципу действия и по конструкции аналогичны воздухопо-

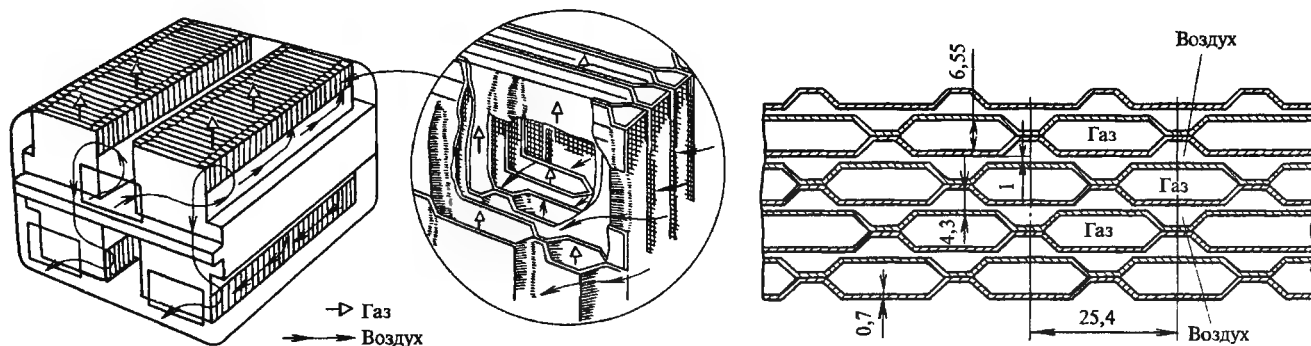


Рис. 13.18. Конструктивная схема пластинчатого регенератора

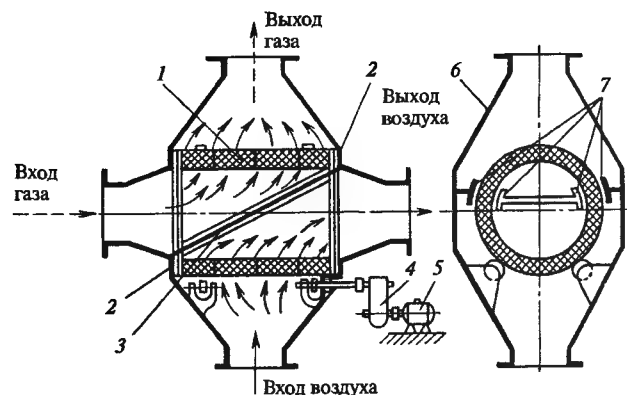


Рис. 13.19. Схема вращающегося регенератора с ротором барабанного типа

догревателям типа «Юнгстрем», применяемым в паровых котлах. Они бывают с барабанными и дисковыми роторами.

Ротор регенератора 1 (рис. 13.19) представляет собой полый барабан (или диск), заполненный набивкой, в качестве которой могут служить тонкая гофрированная стальная лента, проволочная сетка, пористый материал и т.п. Такая набивка образует множество узких каналов, что позволяет создать большую поверхность теплообмена при сравнительно небольших размерах самого регенератора.

Ротор 1 установлен на подшипниках в корпусе (статоре) 6 регенератора и вращается с частотой $n = 2 \dots 100$ об/мин ($0,034 \dots 1,67 \text{ с}^{-1}$) электродвигателем 5 через редуктор 4. При вращении поверхность теплообмена регенератора поочередно омывается то горячим газом, то холодным воздухом. В результате этого теплота сначала аккумулируется набивкой, а затем передается нагреваемой среде. Поток газа и воздуха отделены друг от друга стенкой 3. Несмотря на специальные уплотнения 2 и 7, при работе всегда имеют место протечки воздуха. Так как в регенераторах ГТУ воздух находится под относительно высоким давлением, а отходящие газы — под давлением, близким к атмосферному, за счет разности давлений протечки воздуха даже при $\epsilon \approx 4$ достигают 2—5 % расхода воздуха через регенератор, что примерно на 3—6 % снижает КПД всей установки. В этом, собственно, и заключается основной недостаток вращающихся регенераторов, который сильно ограничивает область их применения. Их устанавливают в ГТУ небольшой мощности, с невысокими степенями сжатия, чаще всего в передвижных и транспортабельных установках, где важны компактность и малая масса. Однако на-

до иметь в виду, что вращающиеся регенераторы по сравнению с регенераторами других типов имеют малое гидравлическое сопротивление, проще и дешевле в изготовлении.

Воздухоохладители в ГТУ, как правило, бывают трубчатыми теплообменниками с круглыми или овальными трубками, причем с овальными трубками они получаются более легкими и компактными. Расположение трубок может быть как шахматное, так и коридорное (рис. 13.20). В качестве охлаждающей среды обычно применяют воду, которую пропускают внутри трубок, а воздух омывает их снаружи.

Коэффициент теплоотдачи от воздуха к трубкам $\alpha_{\text{в}} = 90 \dots 175 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а от трубок к воде $\alpha_{\text{ж}} = 4500 \dots 5800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. В связи с этим для увеличения коэффициента теплоотдачи за счет повышения отдачи теплоты со стороны воздуха делается усиленное оребрение.

В воздухоохладителях оребрение обычно выполняют поперечным, ребра — круглыми, а также в виде прямоугольных и фасонных пластин, которые напаиваются на трубки (рис. 13.20, б).

Трубки чаще всего применяют латунные, а ребра изготовляют из латуни или красной меди. Однако трубки и ребра могут быть стальными или же из алюминия и его сплавов. Для ГТУ, где воздухоохладители охлаждаются морской водой, трубки изготовляют из мельхиора. Скорость воды в воздухоохладителях принимают сравнительно небольшой ($w = 0,5 \dots 2,0 \text{ м/с}$), так как дальнейшее увеличение ее не приводит к ощутимому росту коэффициента теплопередачи, зато гидравлическое сопротивление повышается пропорционально квадрату скорости.

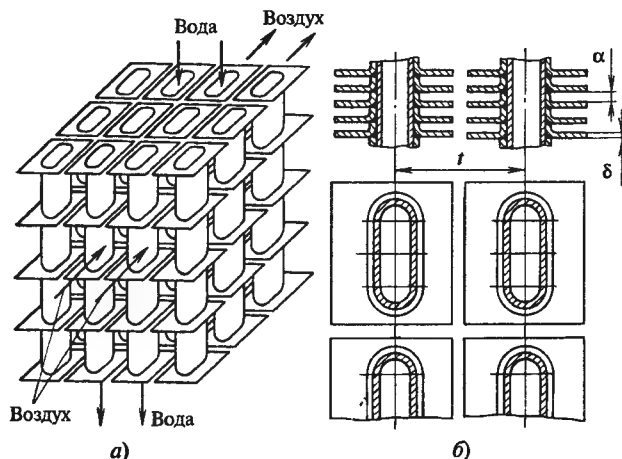


Рис. 13.20. Трубно-пластинчатый воздухоохладитель: а — схема; б — продольный и поперечный разрезы трубок

13.6. КОМПРЕССОРЫ

В ГТУ применяют осевые и реже центробежные компрессоры. Осевые компрессоры получили наибольшее распространение в установках большой и средней мощности благодаря следующим достоинствам: 1) большой расход воздуха (400—500 кг/с и более); 2) высокий КПД (83—90 %); 3) обеспечение необходимых для ГТУ отношений давлений.

Основным недостатком осевых компрессоров является многоступенчатость, а отсюда сравнительная сложность их конструкции и значительная длина, поскольку отношение давлений в отдельно взятой ступени не превышает $\epsilon_{ст} = 1,25$. Поэтому, чтобы обеспечить необходимое давление, осевые компрессоры всегда выполняют многоступенчатыми.

Осевой компрессор в разрезе показан на рис. 13.21. В корпусе 14 вращается на подшипниках 1 и 13 ротор 12 с закрепленными на нем рабочими лопатками 5. В местах выхода вала ротора из корпуса имеются уплотнения 2. Ротор компрессора 12 с валом газовой турбины 11 соединяет муфта 10. Корпус 14 литой, имеет два разъема: вертикаль-

ный и горизонтальный. Внутри него вставлены специальные обоймы, в пазах которых закреплены хвостовиками направляющие лопатки 6. Каждый ряд вращающихся рабочих лопаток в совокупности с расположенным за ним рядом неподвижных направляющих лопаток образует ступень компрессора. Рассматриваемый на рис. 13.21 компрессор имеет 15 ступеней. Атмосферный воздух засасывается в компрессор через патрубок 4 и поступает в направляющий аппарат 3, в котором поток получает нужное направление перед вводом в первую ступень. Этим достигаются минимальные потери на входе. Для увеличения скорости воздуха на входе входные направляющие лопатки образуют суживающиеся каналы.

Ступень компрессора по принципу действия можно рассматривать как обращенную ступень турбины, а именно в ней подводимая извне к ротору работа затрачивается на сообщение воздуху кинетической энергии, которая затем преобразуется в потенциальную энергию давления. Сжатый воздух после последней ступени поступает в спрямляющий

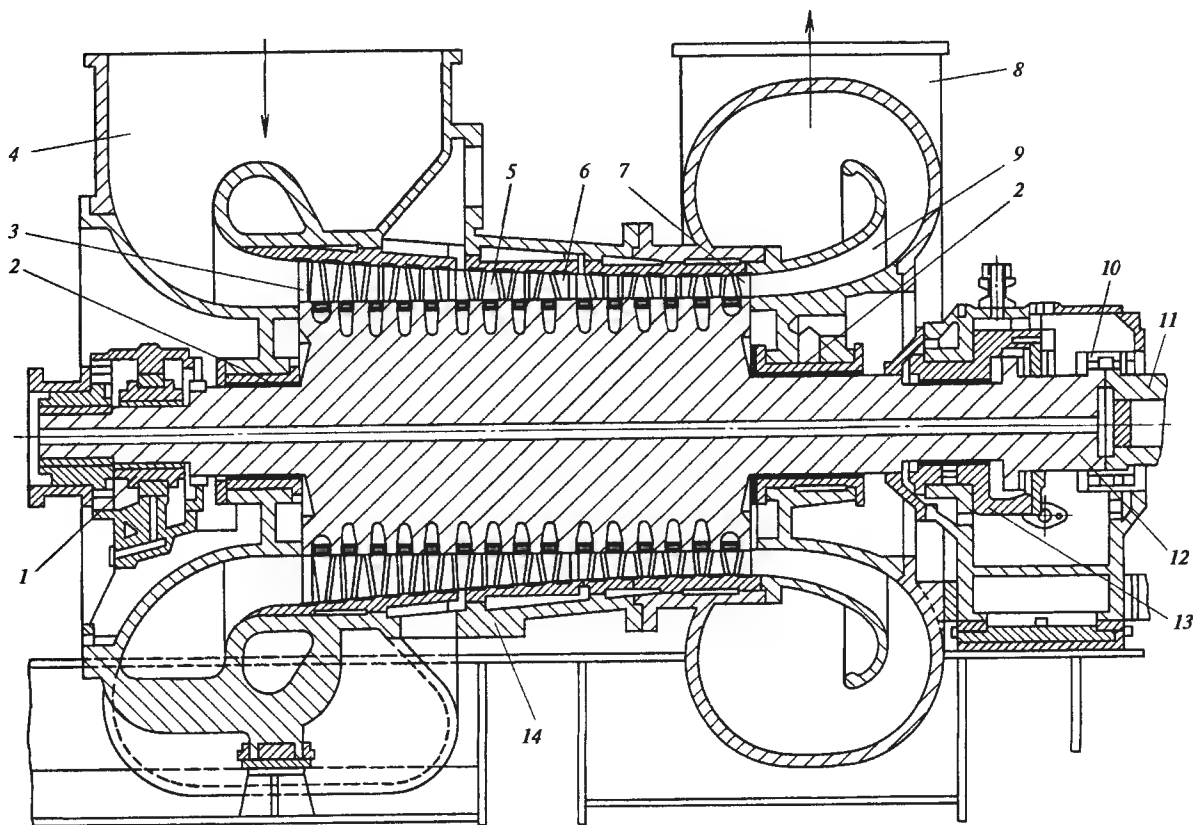


Рис. 13.21. Осевой компрессор с барабанным ротором

аппарат 7, в котором поток его приобретает осевое направление перед входом в диффузор 9. В диффузоре воздух еще несколько сжимается за счет преобразования скоростной энергии потока в энергию давления и после этого через выходной патрубок 8 направляется в нагнетательный трубопровод.

На практике применяют ступени, в которых сжатие происходит в каналах как рабочих, так и направляющих лопаток. С этой целью те и другие каналы выполняют расширяющимися (диффузорными) по ходу движения воздуха. Однако сжатие воздуха в ступени может быть по-разному распределено между рабочим колесом и следующим за ним направляющим аппаратом. Для оценки этого распределения введено понятие степени реактивности ступени компрессора:

$$\rho_k = \frac{H_{к.р}}{H_{к.р} + H_{к.н}} = \frac{H_{к.р}}{H_k},$$

где $H_{к.р}$ и $H_{к.н}$ — теплоперепады, соответствующие сжатию воздуха в каналах рабочих лопаток и в каналах направляющих лопаток; H_k — теплоперепад всей ступени.

Наиболее часто встречаются компрессоры, у которых ступени имеют степень реактивности $\rho_k = 0,5$ и $\rho_k = 1$. Но бывают также и компрессоры со ступенями, имеющими любые промежуточные значения ρ_k . При $\rho_k = 0,5$ теплоперепад распределяется поровну между рабочим колесом и направляющим аппаратом. Такие ступени имеют КПД на 1—2 % больше, чем ступени с $\rho_k = 1$, допускают более высокую окружную скорость и могут создавать большие давления.

При $\rho_k = 1$ (в реактивных ступенях) давление создается в рабочем колесе, а направляющие лопатки служат лишь для изменения направления потока. Ступени с $\rho_k = 1$ обычно применяют при сравнительно малых окружных скоростях ($u = 160 \dots 240$ м/с для компрессоров стационарных ГТУ). Ступени с $\rho_k = 1$ лучше работают на нерасчетных режимах, чем ступени с $\rho_k \approx 0,5$.

Для изготовления барабанов, дисков и лопаток осевых компрессоров обычно используют сталь и легкие сплавы. Так как лопатки могут быть подвержены коррозии и эрозии, то их часто изготавливают из нержавеющей стали или титановых сплавов. Корпуса компрессоров изготавливают из чугуна, легких сплавов литыми, из стали литыми или сварными. Рабочие лопатки крепят к ротору с помощью различ-

ного типа замков: елочного, «ласточкин хвост» и т.п. Для достижения высокого КПД компрессора лопатки выполняются всегда закрученными, и их профиль, как правило, переменный по высоте.

Центробежные компрессоры ГТУ чаще всего бывают одноступенчатыми, значительно реже (при $\epsilon > 6$) они могут быть и двухступенчатыми. По сравнению с осевыми компрессорами они имеют следующие преимущества: 1) значительно меньшую длину, так как отношение давлений в отдельной ступени достигает $\epsilon_{ст} = 4,5$; 2) проще по конструкции и надежнее в работе; 3) менее чувствительны к чистоте поверхности проточной части; 4) при переходе на нерасчетные режимы КПД их снижается менее резко, чем у осевых компрессоров. При малых объемных расходах воздуха центробежный компрессор часто оказывается более экономичным, так как в этих случаях КПД осевого компрессора значительно понижается вследствие возрастания потерь, связанных с малой высотой рабочих и направляющих лопаток.

Центробежные компрессоры уступают осевым по следующим показателям: 1) обладают значительно меньшей подачей; 2) имеют более низкий КПД (0,75—0,85).

Центробежные компрессоры применяют в ГТУ небольшой мощности (до 300—400 кВт). Одноступенчатый центробежный компрессор показан на рис. 13.22. Воздух через входной патрубок 5 поступает на рабочее колесо 4, с одной стороны которого имеются рабочие лопатки 6, образующие в колесе расширяющиеся по радиусу каналы. У данного компрессора рабочее колесо имеет радиальные лопатки, при наличии которых степень реактивности

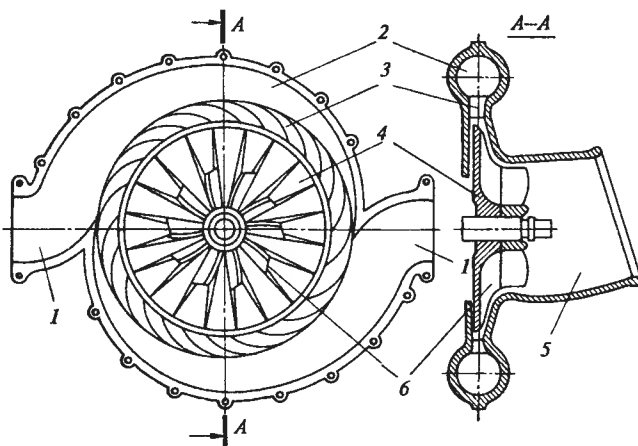


Рис. 13.22. Центробежный компрессор

$\rho_k \approx 0,5$. Если рабочее колесо имеет на выходе загнутые назад лопатки, то $\rho_k > 0,5$. Воздух в таком компрессоре сжимается в основном непосредственно в рабочем колесе. Создаваемое давление при прочих равных условиях меньше, чем в компрессоре с радиальными лопатками, но зато межлопаточные каналы имеют благоприятную форму с точки зрения достижения наивысшего КПД. Если рабочее колесо на выходе имеет загнутые вперед лопатки, то $\rho_k < 0,5$. В таком компрессоре воздух в основном сжимается за рабочим колесом, а именно в направляющем аппарате диффузора. Создаваемое давление при одинаковых условиях здесь больше, чем в компрессоре с радиальными лопатками. Но и потери здесь тоже больше, так как КПД компрессора в данном случае в значительной степени зависит от диффузора, а диффузоры являются наименее экономичной частью центробежного компрессора.

Для создания оптимальных условий на входе перед рабочим колесом часто устанавливают направляющий аппарат. При прохождении воздуха по межлопаточным каналам рабочего колеса он сжимается и, кроме того, приобретает большую скорость. В диффузоре 3 воздух дополнительно сжимается в результате преобразования скоростной энергии потока в энергию давления. Диффузор 3 у рассматриваемого компрессора имеет направляющие лопатки для придания нужного направления воздушному потоку. На практике применяют также и безлопаточные диффузоры. Некоторое повышение давления воздуха за счет снижения скорости его движения продолжается и в улитках 2 корпуса, которые для этой цели выполнены расширяющимися по ходу движения потока. Сжатый воздух из компрессора через выходные патрубки 1 поступает в нагнетательный трубопровод.

Корпус данного компрессора выполнен в виде двух улиток, что обеспечивает более равномерный отвод воздуха из диффузора по его периферии. Частота корпуса центробежных компрессоров имеют одну улитку. Корпуса и рабочие колеса центробежных компрессоров обычно изготавливают литьем из стали или легких сплавов.

Потребляемая компрессором мощность

$$N_k = H_{0k} G_k / (\eta_k \eta_{k.m.}),$$

где H_{0k} — изоэнтальпийный теплоперепад в компрессоре, кДж/кг; η_k — изоэнтальпийный КПД компрессора; $\eta_{k.m.} = 0,95 \dots 0,98$ — механический КПД

компрессора, учитывающий потери на трение в подшипниках; G_k — расход воздуха, кг/с.

Для оценки работы компрессора на различных режимах и его эксплуатационных качеств пользуются характеристиками, которые строятся на основании опытных данных, полученных путем специальных испытаний. Наиболее часто употребляют характеристики, выражающие графически зависимость отношения давлений ϵ и КПД компрессора от G_k при заданной частоте вращения n . По ним легко судить об экономичности и устойчивости работы компрессора на разных режимах. На рис. 13.23 представлены такие характеристики для одноступенчатого центробежного и многоступенчатого осевого компрессоров. Как можно видеть, при каждой частоте вращения n КПД компрессора η_k и отношение давлений ϵ достигают максимума при определенном расходе воздуха, который тем больше, чем выше n . При заданном значении n уменьшение расхода G_k ниже определенного предела вызывает неустойчивую работу компрессора, называемую *помпажем*. Работа ГТУ в области помпажа недопустима, так как в компрессоре появляются сильные пульсации потока воздуха, возникает вибрация лопаток и всего компрессора, что может привести к серьезной аварии. Линия AB , соединяющая точки начала помпажа при различных значениях n , называется *границей помпажа*. Слева от нее расположена область помпажа, а справа — область устойчивых режимов работы компрессора.

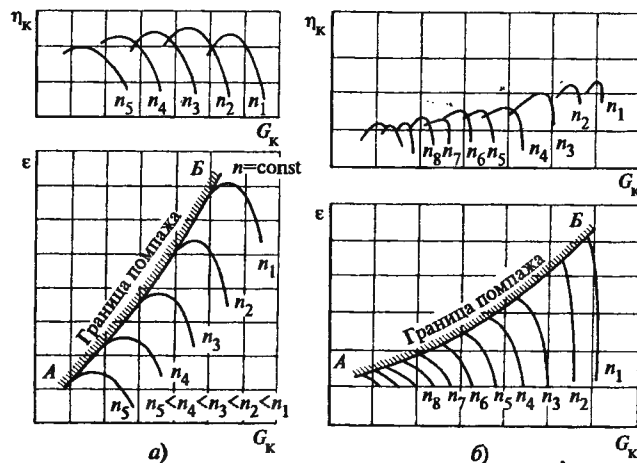


Рис. 13.23. Типичные характеристики компрессоров:

a — одноступенчатого центробежного; b — многоступенчатого осевого

Наиболее вероятно возникновение помпажа при пуске ГТУ, когда частота вращения ротора и расход воздуха через компрессор малы, а давление за компрессором резко повышается при зажигании камеры сгорания.

Для устранения помпажа применяются *антипомпажные клапаны*, которые имеют два положения: закрыт—открыт.

Клапаны открываются перед пуском ГТУ, и через них сбрасывается часть воздуха из промежуточных ступеней компрессора в атмосферу. При этом увеличивается расход воздуха на входе в компрессор, и тем самым режим работы компрессора удаляется от границы помпажа (см. рис. 13.23, б).

Для регулирования расхода воздуха при пусковом режиме, а также при режимах частичной мощности применяются регулируемые (поворотные) направляющие аппараты перед компрессором и на нескольких первых ступенях компрессора.

13.7. ПУСКОВЫЕ И ПЕРЕМЕННЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ, СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ГТУ

Пуск ГТУ. В отличие от паровой турбины, пуск которой производится паром от котла, для запуска в работу ГТУ необходимо *пусковым устройством* привести во вращение ротор *турбокомпрессора*, воздух от компрессора одновременно с топливом подать в камеру сгорания для ее зажигания и для выполнения дальнейших операций по пуску ГТУ.

Пуск простой одновальной ГТУ состоит из следующих операций.

1. Ротор раскручивается пусковым устройством (ПУ). В качестве ПУ могут быть использованы различные средства: электродвигатель, паровая или газовая (воздушная) турбина с соответствующими источниками пара или сжатого газа (воздуха), двигатель внутреннего сгорания.

Для крупных энергетических турбин в качестве пускового устройства, как правило, используется собственный электрический генератор ГТУ, который при пуске питается от *пускового тиристорного устройства* и работает в режиме электродвигателя, разворачивая ротор ГТУ до определенной частоты вращения, составляющей обычно 0,2—0,3 номинальной.

В период пуска регулируемые направляющие аппараты компрессора прикрыты для снижения расхода воздуха. В начале пуска открыты антипомпажные клапаны.

2. Топливо подается в камеру сгорания, и образующаяся в смесительном устройстве камеры

сгорания топливовоздушная смесь зажигается при помощи *запального устройства* (плазменного зажигателя).

Расход топлива увеличивается путем открытия топливного клапана. По мере увеличения расхода топлива растут: температура газов перед турбиной, мощность газовой турбины и частота вращения ротора турбоагрегата.

При определенной температуре газа перед турбиной и некоторой частоте вращения устанавливается равенство мощности газовой турбины и мощности, потребляемой воздушным компрессором (с учетом механических потерь в подшипниках и пр.). В этом состоянии после небольшого дополнительного увеличения расхода топлива пусковое устройство отключается, и ГТУ переходит в *режим самоходности*.

3. При дальнейшем увеличении расхода топлива турбоагрегат разворачивается газовой турбиной до достижения номинальной частоты вращения, затем производится *синхронизация электрического генератора с сетью и включение его в сеть*.

Таким образом турбоагрегат выводится в режим *холостого хода*.

В процессе пуска антипомпажные клапаны закрываются, а регулируемые направляющие аппараты устанавливаются в положения, предписываемые программой запуска. При этом, как правило, обеспечивается уменьшенный по сравнению с номинальным расход воздуха через компрессор.

Нагружение ГТУ. В процессе нагружения ГТУ до номинальной мощности увеличивается расход топлива открытием регулирующего клапана, изменяются углы установки регулируемых направляющих аппаратов компрессора по соответствующей программе, расход воздуха увеличивается до номинального значения.

Работа ГТУ на переменных режимах. Переменные режимы ГТУ простого цикла (см. рис. 12.3) определяются следующими внешними по отношению к ГТУ причинами.

Первая причина — необходимость изменить мощность, вырабатываемую ГТУ, если изменилась мощность, потребляемая, например, электрическим генератором, из-за изменения подключенной к генератору электрической нагрузки потребителей. Такое всегда наблюдается в автономной системе, где ГТУ служит приводом электрического генератора, работающего на автономную электрическую сеть.

Если ГТУ приводит электрический генератор, включенный параллельно с другими производителями мощности, т.е. работающий на общую сеть

(энергосистему), то необходимо изменить мощность данной ГТУ в случае изменения общей потребляемой мощности в системе.

Вторая причина — изменение атмосферных условий: давления и особенно температуры атмосферного воздуха, забираемого компрессором.

Таким образом, для ГТУ, как и для любого первичного двигателя, основной задачей *управления* является обеспечение необходимой (заданной потребителем) мощности, а для энергетических ГТУ необходимым требованием при этом должно быть поддержание постоянной частоты вращения приводимого электрического генератора.

Эта задача и требование должны быть выполнены при произвольных атмосферных условиях.

Естественно, переменные режимы работы ГТУ следует осуществлять таким образом, чтобы экономичность при каждом режиме была максимально высокой.

Рассмотрим, как можно удовлетворить сформулированным условиям на примере простой одновальной ГТУ (см. рис. 12.3), предназначенной для привода электрического генератора при постоянной частоте вращения.

Пример выбран не только по соображениям простоты анализа, но также и вследствие наибольшего распространения таких ГТУ на ТЭС в качестве самостоятельных двигателей (пиковых и резервных) и в составе парогазовых установок различного типа (см. § 13.8).

Вначале примем, что основные агрегаты ГТУ — компрессор, камера сгорания, газовая турбина — имеют *неизменяемые сечения в газозоудушном тракте*.

Для одновальной ГТУ простого типа с неизменяемыми сечениями в проточной части и при данных атмосферных условиях имеется единственный способ изменить режим ее работы — это изменение расхода топлива путем воздействия на клапан, подающий топливо (жидкое или газообразное) в камеру сгорания.

Предполагаем, что в исходном состоянии ГТУ работает на номинальной мощности и *требуется уменьшить ее мощность*. Для этого воздействием на регулирующий клапан (РК) уменьшают расход топлива в камеру сгорания. Вслед за этим происходит следующее: температура газов за КС уменьшается, давление газа перед газовой турбиной понижается (вследствие уменьшения температуры газа) и соответственно *снижается давление воздуха за ком-*

прессором. Поскольку частота вращения вала ГТУ остается неизменной, то в соответствии с расходной характеристикой компрессора при $n = n_1 = \text{const}$ (см. рис. 13.23, б) *расход воздуха несколько возрастает*.

Итак, уменьшение расхода топлива с целью снижения мощности в ГТУ этого типа ведет к некоторому увеличению расхода воздуха, к снижению температуры газов за КС и перед газовой турбиной, а это *приводит к снижению экономичности*.

КПД ГТУ рассматриваемого типа по (12.12) представляется зависимостью

$$\eta = \eta \left(\frac{T_c}{T_a}, \epsilon, \eta_T, \eta_K \right), \quad (13.1)$$

которая справедлива (с несущественными уточнениями) не только для номинального (расчетного), но и для любого переменного стационарного режима.

В рассматриваемом случае все параметры в (13.1) изменяются таким образом, что это приводит к снижению КПД. Наиболее существенно снижается КПД из-за уменьшения начальной температуры газа T_c и снижения отношения давлений ϵ . Влияние этих величин на КПД показано на рис. 12.5 и 12.16. При частичных мощностях ГТУ, как правило, снижаются также η_T и η_K , что ведет опять же к уменьшению η .

Из уравнения мощности ($N = GH$) видно, что в данном случае мощность уменьшается за счет снижения полезной работы ГТУ H , и при этом расход G , как отмечено, даже несколько возрастает. Такой характер изменения мощности называется *качественным регулированием* — это наиболее неблагоприятный (наименее экономичный) способ изменения мощности ГТУ.

В табл. 13.2 в качестве примера показана зависимость КПД η_3 от мощности $\bar{N} = N_3 / N_{30}$ для одно-

Таблица 13.2. Экономичность простой одновальной ГТУ на режимах частичной мощности при условиях: $t_a = 15^\circ\text{C}$; $t_{c0} = 800^\circ\text{C}$; $\epsilon_0 = 7,0$; $N_{30} = 25$ МВт; $\eta_{T0} = 0,88$; $\eta_{K0} = 0,88$; $\xi_0 = 0,05$; $\eta_{30} = 0,255$; $n_0 = 3000$ об/мин

Показатель	Значение				
N_3 / N_{30}	0	0,13	0,42	0,7	1,0
η_3 / η_{30}	0	0,325	0,70	0,875	1,0
$\eta_3, \%$	0	8,3	17,9	22,3	25,5

Примечание. Индиксом «0» отмечены величины при номинальной мощности.

вальной простой ГТУ без регулируемых сечений в проточной части.

Как видно, экономичность простой одновальной ГТУ при частичных нагрузках существенно снижается: так, при нагрузке 40 % номинальной КПД ГТУ уменьшается более чем на 30 %, т.е. удельный расход топлива возрастает более чем в 1,4 раза.

Количественное регулирование — это такой способ изменения мощности двигателя, при котором *изменяется только расход рабочего тела*, в то время как температуры среды в различных точках газозоудушного тракта, а также величины ϵ , η_t , η_k остаются постоянными или близкими к постоянным.

Из (13.1) следует, что при количественном регулировании КПД ГТУ остается близким к номинальному (расчетному) значению.

Количественное регулирование в ГТУ открытого процесса не может быть реализовано в чистом виде, это происходит из-за того, что одно из давлений в цикле — атмосферное и вообще не зависит от режима ГТУ.

Однако можно реализовать промежуточный случай, когда при частичных режимах мощность изменяется не только за счет изменения H , но также вследствие изменения расхода среды G .

Очевидно, что экономичность ГТУ на частичных нагрузках тем выше, чем значительнее удастся сократить расход среды, т.е. уменьшить расход воздуха через компрессор при соответствующей мощности ГТУ.

В современных ГТУ простого типа это достигается применением поворотных направляющих аппаратов компрессора: лопатки входного направляющего аппарата (ВНА), а также и направляющие лопатки нескольких первых ступеней компрессора имеют механизм привода, обеспечивающий одновременный поворот всех лопаток каждого венца относительно их осей. При этом изменяется проходное сечение направляющего аппарата.

Таким способом удастся менять расход воздуха через компрессор в пределах 70—100 % номинального расхода при достаточно высоком КПД компрессора.

Прямым следствием снижения расхода воздуха через компрессор при частичных мощностях ГТУ является поддержание температуры газа перед турбиной и за ней на более высоком уровне. Вследствие более высокой температуры газа перед газовой турбиной достигается более высокий КПД ГТУ, а повышенная температура t_d за турбиной обусловли-

вает повышенную экономичность при частичных нагрузках парогазовых установок (ПГУ), для которых чем выше t_d , тем выше экономичность паротурбинной части ПГУ (см. § 13.8), следовательно, и ПГУ в целом.

Влияние атмосферных условий на мощность и экономичность ГТУ простого типа оказывается значительным. Особенно существенно влияет температура t_a забираемого компрессором воздуха на мощность ГТУ.

В качестве примера на рис. 13.32 представлены расчетные характеристики ГТЭ-60 ЛМЗ при переменной температуре наружного воздуха.

При понижении температуры воздуха мощность и КПД растут. При $t_a = t_{н.в} \leq -5^\circ\text{C}$ мощность достигает предельно допустимого значения по условиям надежности газовой турбины и компрессора. В этом интервале t_a приходится снижать температуру газов перед турбиной ниже номинального ее значения.

Особенности системы управления ГТУ. Для обеспечения нормальной эксплуатации при всех существующих (номинальном, переменных и переходных) режимах газотурбинная установка имеет *систему управления, регулирования, защиты*.

В современных крупных ГТУ используются автоматизированные системы управления (АСУ), выполняющие следующие функции:

1) автоматическое и дистанционное управление пуском, нагружением, разгрузением и остановкой ГТУ;

2) регулирование (поддержание на задаваемом уровне или в заданных пределах) следующих параметров:

частоты вращения турбоагрегата с заданной степенью неравномерности;

температур газа перед турбиной и за ней; активной нагрузки электрического генератора; режима работы компрессора на необходимом удалении от границы помпажа;

3) защиту ГТУ: отключение и остановку при аварийных ситуациях, из которых наиболее серьезными являются:

недопустимое повышение температур газа перед газовой турбиной и за ней;

недопустимое повышение частоты вращения ротора;

недопустимое падение давления масла для смазки подшипников;

недопустимый осевой сдвиг ротора;
погасание факела в камере сгорания;
приближение к границе помпажа компрессора;
недопустимое повышение выброскорости шеек
ротора и/или корпусов подшипников.

АСУ современной энергетической ГТУ выполняется (подобно ПТУ, см. гл. 8), как правило, электрогидравлической, в нее входит электрическая часть (ЭЧСР) на микропроцессорной базе и гидравлическая часть (ГЧСР).

Как видно, функциональные задачи и структура АСУ ГТУ во многом аналогичны задачам и структуре АСУ паровых турбин.

Имеющиеся отличия связаны с особенностями ГТУ как объекта регулирования. Перечислим главные из этих особенностей.

1. По сравнению с паровыми турбинами в ГТУ для управления машиной требуются меньшие размеры стопорных и регулирующих клапанов, меньшие размеры и перестановочные усилия сервомоторов, и при этом проще обеспечить большее их быстроедействие.

2. Регулирование режима ГТУ производится воздействием на регулирующие топливные клапаны, подающие топливо непосредственно в камеру сгорания, что обуславливает *существенно меньшую, чем в котле ПТУ, инерционность процесса подвода теплоты к рабочему телу в камере сгорания ГТУ*. В ГТУ имеется возможность быстрого изменения температуры газа перед турбиной. Это придает особую важность регулированию температуры газа перед турбиной и за ней.

3. ГТУ весьма чувствительна к изменению атмосферных условий, в особенности к изменению температуры воздуха на входе в компрессор.

Система регулирования мощности должна обеспечивать требуемые режимы работы ГТУ для любых реально возможных параметров наружного воздуха с достаточной надежностью.

4. Для ГТУ имеется опасность возникновения помпажа компрессора. Для надежной работы ГТУ необходимо, чтобы на всех возможных режимах работы помпаж компрессора был безусловно исключен с некоторым определенным запасом по отношению к границе помпажа.

5. Для пуска ГТУ необходима предварительная раскрутка ротора при помощи пускового устройства.

Автоматизированные системы управления современных ГТУ включают составляющие части, обеспечивающие функционирование установки с учетом названных ее особенностей.

На тепловых электростанциях ГТУ применяются в качестве пиковых, полупиковых и базовых агрегатов, резервных двигателей и, в частности, для покрытия собственных нужд станции. Наибольшее развитие в последние годы приобретает применение ГТУ в комплекте с паротурбинными установками, а также для комбинированной выработки электрической и тепловой энергии на ТЭЦ.

Совершенствование ГТУ, в первую очередь освоение высоких температур газа (до 1300—1500 °С) и повышение единичной мощности (250—300 МВт и выше), позволяет рассматривать ГТУ как весьма перспективный двигатель для тепловых электростанций. КПД собственно ГТУ пока не достигает значений КПД, полученных на крупных современных паротурбинных электростанциях, однако в сочетании с паротурбинной установкой ГТУ образует парогазотурбинную установку (парогазовую установку), которая может быть реализована во многих вариантах, и некоторые типы таких комбинированных установок достигают рекордных значений КПД среди всех тепловых двигателей. В настоящее время наиболее экономичные типы ПГУ имеют КПД выше 58 % и создаются также ПГУ с КПД, составляющим более 60 %. Все сказанное относится к ТЭС, использующим газообразное или жидкое (преимущественно газообразное) топливо в качестве основного и резервного.

Как уже отмечалось, применение в ГТУ непосредственно твердого топлива не освоено и тесно связано с прогрессом в освоении эффективных способов его газификации. В этом направлении ведутся интенсивные работы, созданы системы и реакторы для газификации твердого топлива и сооружены первые энергетические установки с использованием ГТУ в качестве основных двигателей таких установок. Для повышения КПД здесь возможно и целесообразно также использовать ГТУ в комплексе с ПТУ, т.е. ПГУ.

Основными тепловыми потерями в цикле собственно ГТУ, как уже не раз отмечалось, являются потери теплоты с уходящими газами. Поэтому применение ГТУ на электростанциях, как правило, предусматривает систему использования этой теплоты.

Наряду с рассмотренным способом снижения потерь теплоты с уходящими газами от газовой турбины — регенерацией теплоты в теплообменнике (регенераторе) — уходящая теплота может быть использована для подогрева воды в газодыхательных сетевых

вых подогревателей для нужд теплофикации или для получения пара в котле-утилизаторе, использующегося в паровой турбине (схема ПГУ-У — утилизационная ПГУ).

Рассмотрим примеры выполненных и проектируемых ГТУ, предназначенных для выработки электроэнергии на ТЭС.

Пиковые ГТУ. Для покрытия пиковых нагрузок целесообразно применение ГТУ. Действительно, удельная стоимость ГТУ в 1,5—2 раза меньше стоимости крупных ПТУ, обслуживание их значительно проще, а время пуска из холодного состояния при соответствующем конструктивном выполнении составляет около 5—15 мин. При характерном для пиковых турбин числе часов работы в году 500—2000 применение ГТУ оказывается рентабельным даже при сравнительно низком КПД (0,26—0,29) и без использования теплоты уходящих газов.

Обычно современные ГТУ, выполненные по простой схеме, производятся как универсальные агрегаты, приспособляемые для различных режимов работы. При этом изменяется, как правило, начальная температура газов перед турбиной, и для пикового использования ввиду наименьшего числа часов работы в году ГТУ эксплуатируется при более высоких t_c и, следовательно, более высоких мощности и КПД, чем для полупиковых и базовых режимов работы.

В последних двух случаях целесообразно, естественно, предусматривать работу ГТУ в составе комбинированных агрегатов, т.е. в составе ПГУ, так

как последние имеют существенно более высокий КПД и дают экономию топлива (до 1,5 раза в лучших современных ПГУ).

Поэтому все ведущие зарубежные фирмы, такие, как ABB, GE («Дженерал Электрик»), «Мицубиси», «Сименс» и др., производящие ГТУ, поставляют их и для пиковых условий эксплуатации.

Применение ГТУ в качестве пиковых агрегатов рассмотрим на примере.

Газотурбинные установки мощностью 100 и 150 МВт конструкции и производства ЛМЗ. Заметную роль в развитии отечественного газотурбостроения сыграла газотурбинная установка ГТ-100-750 мощностью 100 МВт, выпускавшаяся ЛМЗ с 1970 г. (с 1978 г. — в модернизированном варианте с повышением мощности до 105 МВт). В то время это была самая мощная в мире ГТУ. Она была установлена на нескольких отечественных и зарубежных газотурбинных ТЭС и эксплуатировалась преимущественно как пиковая, хотя в некоторых случаях для использования теплоты уходящих газов в состав установки входили подогреватели сетевой воды, применяемые для теплофикации. Всего было выпущено десять таких установок.

Принципиальная схема этой ГТУ приведена на рис. 13.24. Воздух из атмосферы поступает в воздухозаборное устройство *В*, масляные фильтры которого очищают воздух от пыли, затем в глушитель *Г* и далее в компрессор низкого давления *КНД*. Турбина низкого давления *ТНД* приводит *КНД* и элект-

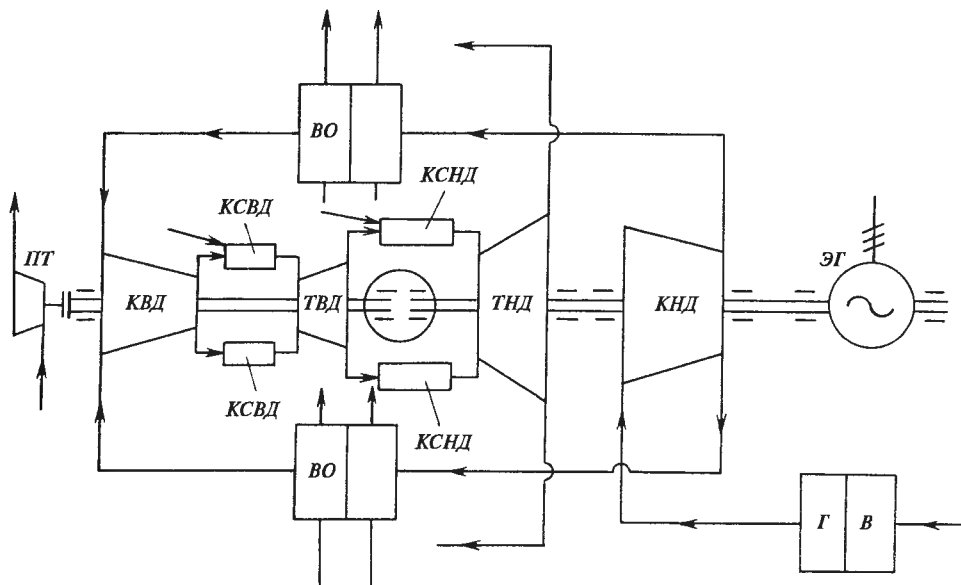


Рис. 13.24. Принципиальная схема ГТ-100-750-2

трический генератор ЭГ. Отношение давлений в КНД $\varepsilon_1 = 4,3$, КПД $\eta_{к1} = 0,88$, а расход воздуха $G_k = 447$ кг/с. Из КНД воздух по двум воздухопроводам подается в промежуточные охладители ВО, где его температура снижается с 176 до 35 °С. Затем он сжимается в компрессоре высокого давления КВД, расположенном на свободном валу и приводимом турбиной высокого давления ТВД. Отношение давлений в КВД $\varepsilon_2 = 6,3$. Из КВД воздух идет в камеры сгорания высокого давления КСВД, откуда газы с температурой 750 °С поступают в ТВД. Из ТВД газы подаются в камеры сгорания низкого давления КСНД и затем в ТНД. Отработавший газ с температурой около 390 °С поступает в шумоглушители и далее в дымовую трубу. В зимнее время теплота уходящих газов используется для подогрева воды в теплофикационных подогревателях.

Пуск ГТУ осуществляется посредством специальной пусковой турбины ПТ, соединенной через редуктор и расцепную муфту со свободным валом. Пусковая турбина работает на паре или газе. Полная продолжительность пуска составляет около

45 мин из холодного состояния и около 30 мин после 12-часовой остановки.

Установка ГТ-100-750-2 может работать как на жидком, так и на газообразном топливе. Для этого в каждой из 12 жаровых труб камеры сгорания установлена комбинированная горелка, рассчитанная на сжигание жидкого и газообразного топлива.

КПД ГТУ, пересчитанный на номинальные параметры воздуха и газа ($t_{a1} = 5$ °С, $t_c = 750$ °С, $t_{a2} = 15$ °С), составляет около 28,5 %.

Пуск и управление ГТ-100-750-2 полностью автоматизированы и осуществляются с помощью ЭВМ.

Компоновка ГТ-100-750-2 с использованием теплоты отходящих газов показана на рис. 13.25. Все турбины, компрессоры и генератор расположены соосно и установлены на высоком фундаменте (на отметке 6,6 м). Два воздухоохладителя находятся по бокам ГТУ ниже компрессоров. Из ТНД газ поступает в два короба, расположенных под землей, и далее в дымовую трубу, рассчитанную на две ГТУ. На рисунке видны теплофикационные подогреватели и система шиберов, позволяющих направлять газы в подогреватели.

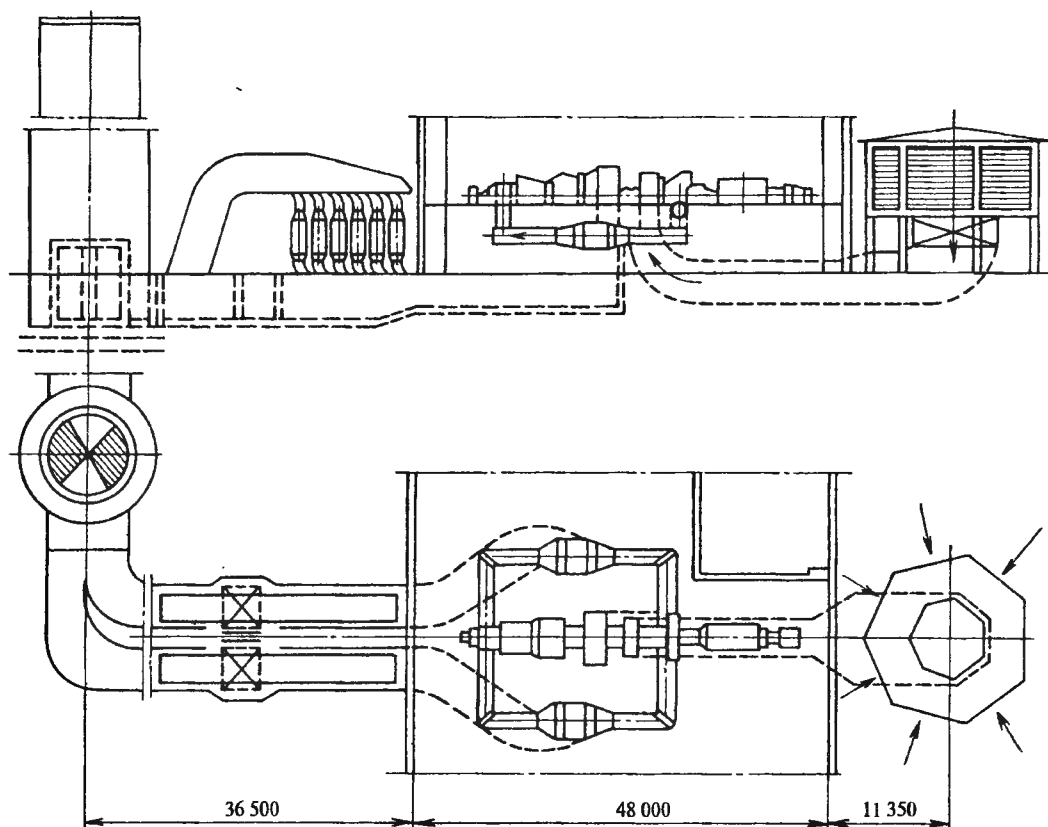


Рис. 13.25. Компоновка ГТ-100-750-2

Три ГТ-100-750 были установлены на подмосковной ГРЭС-3 им. Р.Э. Кассона Мосэнерго. Работоспособность ГТ-100-750 была подтверждена многолетней интенсивной эксплуатацией в пиковом режиме: на каждой из трех ГТУ было выполнено 3500 пусков с наработкой более 1400 ч под нагрузкой.

В 1999 г. на ГРЭС-3 были завершены работы по освоению новой мощной установки ГТЭ-150 производства ЛМЗ.

Газотурбинная установка ГТЭ-150 (рис. 13.26) выполнена в отличие от установки ГТ-100-750 одновальной, по простой схеме, приведенной на рис. 12.3. Воздух в количестве 630 кг/с проходит воздухоочистку и глушитель и попадает во входной патрубок 1 компрессора 2. Проточная часть компрессора состоит из поворотного входного направляющего аппарата 3, 14 ступеней сжатия 4 и выходного диффузора 5.

Воздух от компрессора поступает противотоком в 14 блочно-секционных камер сгорания 6, где разделяется на два потока: первичного и вторичного воздуха. Первичный воздух через регистры идет на смешение с топливом (жидким или газообразным), подаваемым через форсунки или газовые горелки, смесь сгорает в начальной зоне пламенной трубы. К ней подмешивается вторичный воздух в количестве, обеспечивающем среднюю температуру $t_c = 1100^\circ\text{C}$ на входе в каналы сопловых лопаток первой ступени газовой турбины.

В конструкции камеры сгорания используются микрофакельные горелки, обеспечивающие сжигание топлива при оптимальном соотношении между ним и воздухом, что приводит к снижению образования оксидов азота NO_x . Кроме того, для подавления образования NO_x в ГТЭ-150 предусмотрен впрыск в камеру сгорания обессоленной воды.

Рабочие газы проходят четырехступенчатую газовую турбину 7 и диффузор 8, где часть кинетической энергии газового потока преобразуется в энергию давления. Сопловые лопатки первой и второй ступеней и рабочие лопатки первой ступени выполнены с внутренним воздушным охлаждением. Для его обеспечения расходуется воздух, отбираемый за компрессором.

При расходах воздуха 2,0 и 0,4 % общего расхода на охлаждение сопловых сегментов соответственно первой и второй ступеней и 1,2 % на охлаждение рабочих лопаток первой ступени температура металла сопловых лопаток первой и второй ступеней составляет 835°C , а температура рабочих лопаток первой ступени — 820°C .

В газовой турбине выполнено также охлаждение дисков и корпуса. Общая доля воздуха, расходуемая на охлаждение, составляет около 11 % расхода газа через турбину. При пиковом режиме уходящие газы через дымовую трубу выбрасываются в атмосферу с температурой 530°C . Предусматриваются различные возможности использования теплоты уходящих газов, тепловая мощность которых составляет 900 ГДж/ч, или 250 МВт.

Мощность установки ГТЭ-150 достигает 155 МВт. Она имеет близкий к расчетному КПД, равный 31 %.

Установка выполнена в блочном транспортном виде: основной турбокомпрессорный блок (со снятым только выходным диффузором), расположенный на фундаментной раме, может транспортироваться на железнодорожной платформе.

Пиковые ГТУ на базе авиационных двигателей. Для покрытия острых пиков нагрузки (с количеством часов работы в году до 1000) и специального резервирования большое распространение получили ГТУ, выполненные на базе авиационных турбореактивных двигателей (ТРД).

Отличительной особенностью ТРД (рис. 13.27) является то, что турбина не вырабатывает полезной мощности и служит только как привод компрессора. Поэтому давление за турбиной значительно больше атмосферного. Избыточная энергия преобразуется в реактивном сопле в кинетическую энергию; сила тяги возникает за счет реакции вытекающей струи, а также за счет избыточного (по отношению к атмосферному) давления на срезе сопла. Взамен реактивного сопла избыточный теплоперепад можно использовать в специально спроектированной турбине (ТНД), приводящей генератор. В результате такой реконструкции получается двухвальная ГТУ, в которой ТРД выполняет функцию генератора газа.

Преимущества выполнения пиковой ГТУ на базе ТРД очевидны. Во-первых, ТРД выпускаются серийно и поэтому стоимость их невелика. Во-вторых, ТРД весьма надежны, а долговечность их может быть заметно увеличена ценой небольшого снижения начальной температуры газа¹. В-третьих, пуск ТРД осуществляется за 1—2 мин, а время пуска ТНД также невелико (3—5 мин), поскольку температура газов перед ней мала. Таким образом, пуск ГТУ осуществляется за 3—5 мин.

¹ Экономичность ТРД в этих условиях снижается по сравнению с расчетной.

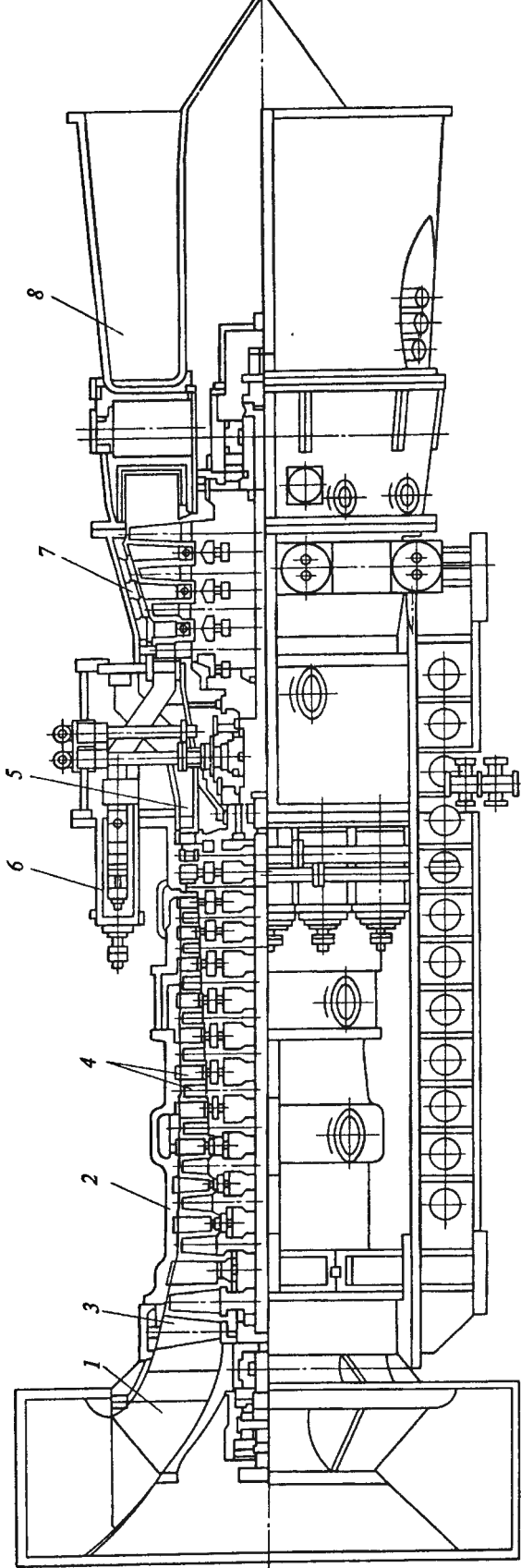


Рис. 13.26. Газотурбинная установка ГТЭ-150 ЛМЗ

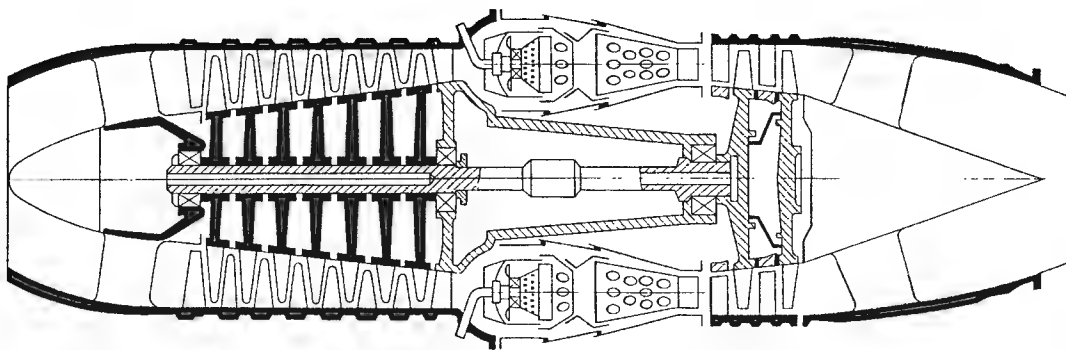


Рис. 13.27. Схема турбореактивного двигателя

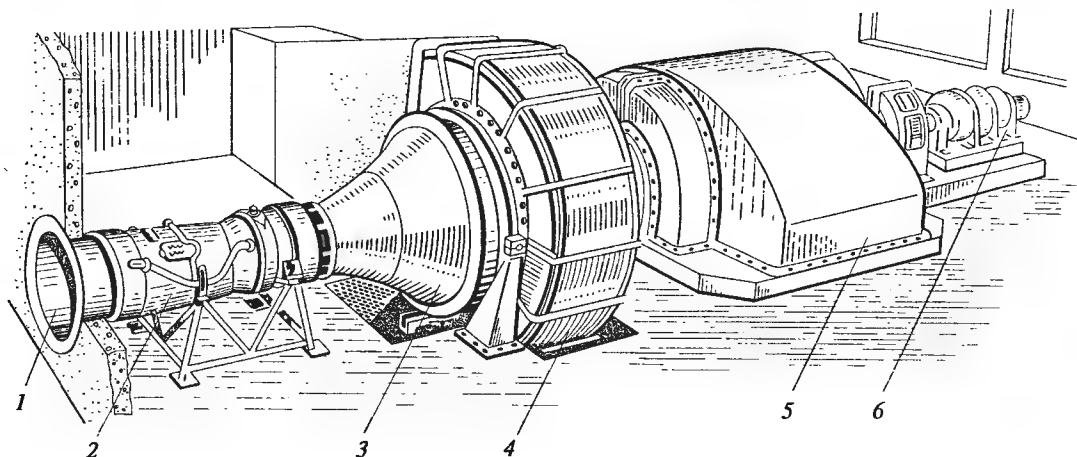


Рис. 13.28. Пиковая ГТУ на базе ТРД мощностью 10 МВт фирмы «Инглиш Электрик»:

1 — входной патрубок; 2 — ТРД; 3 — диффузор; 4 — ТНД; 5 — электрогенератор; 6 — возбудитель

Представление о внешнем виде ГТУ на базе ТРД дает рис. 13.28. ГТУ выполнена фирмой «Инглиш Электрик» на базе ТРД «Эвон» фирмы «Роллс-Ройс». Силовая турбина этой ГТУ консольная двухступенчатая.

ГТУ с использованием теплоты уходящих газов. Существенной особенностью ГТУ является высокая температура уходящих газов в сочетании с большим удельным их расходом. Это обстоятельство определяет большую тепловую мощность газов, покидающих газовую турбину. Как отмечено, тепловая мощность газов, покидающих газовую турбину установки ГТЭ-150 ЛМЗ, составляет 250 МВт.

Возможная выработка теплоты — тепловая мощность уходящих газов — для ГТУ зарубежных фирм приведена в табл. 13.3, из которой следует, что она (выработка) может достигать 360 МВт.

Теплота уходящих газов может быть использована различными способами. Рассмотрим некоторые из них.

Применение регенератора для подогрева воздуха, поступающего в камеру сгорания. Этот спо-

соб использования теплоты уходящих газов рассмотрен в § 12.3—12.5 и там же оценены его преимущества и недостатки. Надо отметить, что применение регенераторов, несмотря на простоту их конструкции и очевидность принципа, не получило сколь-нибудь значительного распространения. Причины этого заключены в громоздкости регенератора, недостаточной герметичности (большие утечки воздуха из-за неплотностей), значительных гидравлических сопротивлениях. Первая причина существенно удорожает регенератор, вторые две заметно снижают выгоду от использования уходящей теплоты в регенераторе и уменьшают КПД ГТУ.

Принципиальная схема ГТУ с регенерацией теплоты представлена на рис. 12.6.

ГТУ-ТЭЦ. Схема ГТУ с использованием теплоты уходящих газов для подогрева сетевой воды в газоводяном подогревателе (ПСВ) показана на рис. 13.29.

В установках этого типа, называемых ГТУ-ТЭЦ, коэффициент использования теплоты (КИТ) топлива достигает 85 % и более при совместной работе

Таблица 13.3. Характеристики ГТУ и соответствующих им ПГУ-У мощностью более 70 МВт

Показатель	Фирма-изготовитель (разработчик), тип ГТУ и год выпуска													
	ABB		«Дженерал Электрик»				«Мицубиси»				«Снменс»			
	GT13E2	GT26	PG6101FA	PG9171E	PG923EC	PG351FA	MW701DA	MW701F	MW701G	V64.3A	V94.2	V94.2A	V94.3A	«Вестингауз» W401
Мощность, МВт	165,1	265	70,1	123,4	169,2	255,6	144,1	270,3	334,0	70,0	159,0	190,0	255,0	85,9
КПД, %	35,7	38,5	34,2	33,8	34,9	36,9	34,8	38,2	39,5	36,5	34,5	36,4	38,5	36,6
Мощность пиковая, МВт	176,9	—	73,6	133,0	184,7	—	—	—	—	—	167,0	—	—	—
Отношение давлений компрессора	14,6	30,0	15,0	12,3	14,2	15,4	14,0	17,0	21,0	16,2	11,1	14,0	17,0	19,0
Расход воздуха, кг/с	532,5	562,0	205,2	404,1	499,0	645,6	445,4	652,4	737,8	190,2	513,9	527,0	641,0	228,9
Частота вращения, об/мин	3000	3000	5254	3000	3000	3000	3000	3000	3000	5400	3000	3000	3000	5625
Температура газов в турбине, °С:														
на входе	1180	1290	1290	1124	1204	1290	1180	1350	1410	1315	1100	—	1315	1280
на выходе	524	640	589	538	558	609	536	586	587	571	538	570	577	573
Возможная выработка теплоты, МВт	237	300	105	186	240	345	204	328	360	94	237	260	313	113,5
Масса ГТУ, т	330	335	—	863	772	1090	200	340	420	110	295	320	330	554
Габаритные размеры, м:														
длина	10,8	12,3	36,6	35,1	41,2	34,2	12,5	17,3	18,2	11,0	14,0	12,0	12,5	45,8
ширина	6,4	5,0	6,1	23,5	16,2	7,6	5,2	5,8	6,2	4,0	12,5	6,0	6,1	29,0
высота	5,4	5,5	10,4	11,9	13,7	15,2	5,2	5,8	6,2	4,8	8,4	7,4	7,5	15,3
Мощность ПГУ с одной ГТУ, МВт	—	396	107,4	189,2	259,3	390,8	21,5	399	484,4	101	238	285	380	125,8
КПД ПГУ с одной ГТУ, %	—	58,5	53,2	52,0	54,0	56,7	51,4	56,9	58,0	53,7	52,1	56	58	54,3
Мощность, МВт:														
ГТУ	—	257	69,1	121,6	166,6	254,1	142,1	266,1	328,9	67,5	154	—	—	83,3
паровой турбины	—	140	40,1	70,4	96,6	141,8	70,4	132,9	155,5	32,0	88	—	—	42,5
Наибольшее число ГТУ	3	2	2	2	2	2	3	2	2	2	2	2	2	2
Мощность ПГУ с ними, МВт	727,5	750	218,7	383,7	522,6	786,9	642,3	804,7	972,1	203	478	558	760	251,5
КПД ПГУ с ними, %	53,5	58,2	54,1	52,7	54,4	57,1	51,8	57,4	58,2	54,0	52,3	54,4	58	54,3
Мощность, МВт:														
всех ГТУ	477,9	465,2	138,2	243,2	333,2	508,2	423,6	532,2	657,8	135	308	364	510	166,6
паровой турбины	249,6	260	84,0	146,1	197,6	289,2	218,7	272,5	314,3	70	177	205	260	84,9

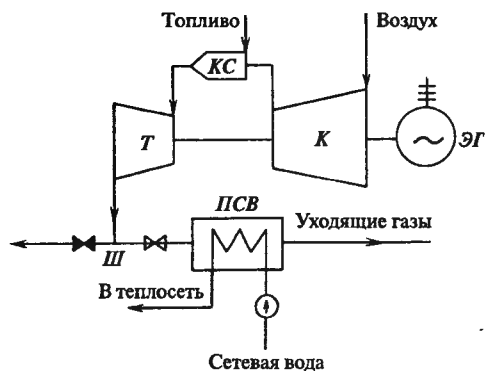


Рис. 13.29. Принципиальная схема ГТУ-ТЭЦ:

К — воздушный компрессор; КС — камера сгорания; Т — газовая турбина; ПСТВ — подогреватель сетевой воды; ЭГ — электрический генератор; Ш — шиберная заслонка

ГТУ и ПСТВ. Однако не всегда графики потребления электрической и тепловой энергий совпадают, что вызывает существенное снижение КИТ, например при уменьшении теплового потребления в летнее время. Если потребление теплоты отсутствует, то либо ГТУ должна работать с выбросом уходящих газов в атмосферу (с соответствующим переключением заслонки Ш), что резко снижает КИТ от 85 до 30—35 % (т.е. до значения КПД ГТУ), либо ГТУ необходимо останавливать и покрывать электропотребление за счет посторонних источников. В этом состоит главный недостаток ГТУ-ТЭЦ: они имеют высокий КИТ только при строгом соответствии потреблений электрической и тепловой энергий.

ГТУ в сочетании с ПТУ. В этих установках теплота уходящих газов используется для подогрева воды и образования пара в котле-утилизаторе (КУ).

Пар из КУ поступает в паровую турбину паротурбинной установки, последняя вырабатывает дополнительную мощность, и тем самым повышается КПД всей комбинированной парогазовой установки утилизационного типа (ПГУ-У), поскольку для выработки дополнительной мощности не расходуется дополнительное топливо сверх того, что подано в камеру сгорания. Принципиальная схема ПГУ-У представлена на рис. 13.30. Для повышения экономичности ПГУ в схеме применена так называемая паровая турбина «двух давлений». Пар низкого давления образуется в испарителе и перегревателе низкого давления ИП-1 из воды, прошедшей экономайзер Э, где ее температура повышается до температуры насыщения. Этот пар поступает в промежуточную камеру паровой турбины.

Пар высокого давления образуется в секциях высокого давления ЭИП-2, состоящих из экономай-

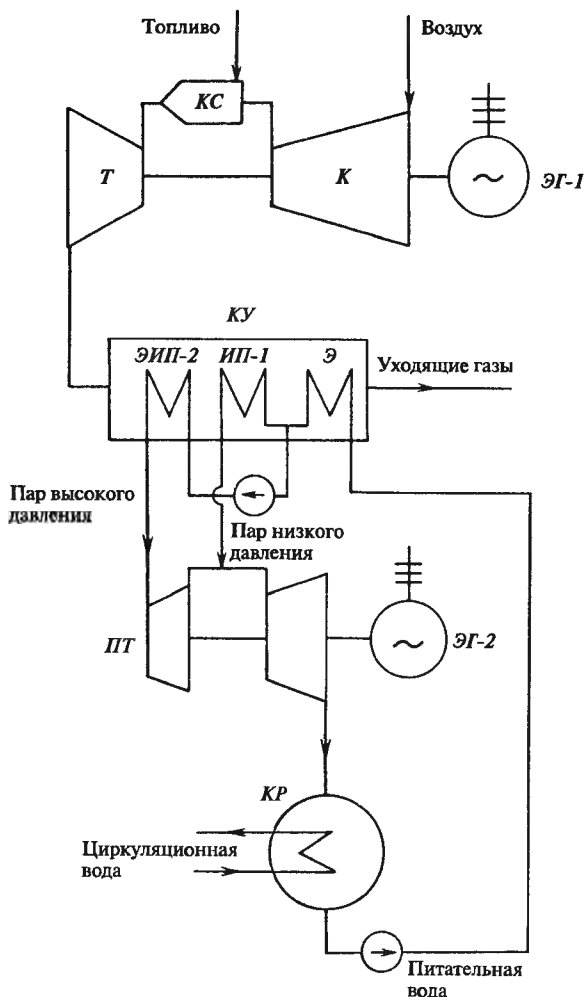


Рис. 13.30. Принципиальная схема ПГУ-У с конденсационной паровой турбиной:

КУ — котел-утилизатор; ПТ — паровая турбина; КР — конденсатор; ЭГ-1, ЭГ-2 — электрические генераторы ГТУ и ПТУ; Э — экономайзер; ИП-1 — испаритель и перегреватель низкого давления; ЭИП-2 — экономайзер, испаритель и перегреватель высокого давления; остальные обозначения те же, что на рис. 13.29

зерного, испарительного и перегревательного участков, и поступает в паровую турбину.

Установки ПГУ-У служат для выработки электрической энергии с наиболее высоким КПД из всех существующих тепловых двигателей. Уходящие газы покидают КУ с невысокой температурой (90—120 °С). Для снижения температуры уходящих газов и повышения КПД ПГУ-У применяют схемы с паровыми турбинами двух и трех давлений.

Повышение экономичности ПГУ-У с увеличением числа ступеней давления определяется тем, что температуру уходящих газов можно получить тем

Таблица 13.4. Характеристики некоторых ГТУ и ПГУ-У на их базе

Показатель	Завод-изготовитель, разработчик и тип ГТУ					
	«Сатурн» — Машпроект	ЛМЗ — «Сименс»	ЛМЗ		ЛМЗ — «Авиа- двигатель»	«Авиадви- гатель»
	ГТЭ-110	ГТЭ-160 (V94.2)	ГТЭ-60	ГТЭ-350*	ГТЭ-180	ГТЭ-65П
Мощность, МВт	114,5	157	64	350	178	66,5
КПД, %	36,0	34,4	36,5	38,5	36,7	36,3
Отношение давлений компрессора	14,7	11,1	15,6	19,7	15,0	16,0
Расход газов за турбиной, кг/с	362	509	185	756	524	194
Частота вращения, об/мин	3000	3000	5441	3000	3000	5275
Температура газов в турбине, °C:						
на входе	1210	1100	1320	1500	1310	1277**
на выходе	517	537	553	653	547	544
Масса ГТУ, т	50	—	45	215	300	—
Мощность ПГУ с одной ГТУ, МВт	162	230	90	—	268	97
КПД ПГУ с одной ГТУ, %	—	51,2	52,0	—	55,3	53,5
Мощность ПГУ с двумя ГТУ, МВт	325	460	180	—	541	—
КПД ПГУ с двумя ГТУ, %	51,5	—	52,2	—	55,4	—
Температура уходящих из КУ газов, °C	—	—	—	—	107	—

* С паровым охлаждением первых венцов турбины.

** Температура торможения на входе в первое рабочее колесо турбины.

ниже, чем ниже температура насыщения в первой (низшей) ступени давления и чем больше число ступеней давления. В настоящее время для крупных ПГУ-У считают оправданным применение двух и максимально трех ступеней давления.

В табл. 13.3 приведены характеристики ГТУ и соответствующих им ПГУ-У ведущих зарубежных фирм. Из данных таблицы следует, что по единичной мощности ПГУ-У достигли уровня современных мощных паротурбинных блоков, а по значениям КПД намного их превосходят. Все это, как уже отмечалось, относится к использованию в качестве топлива природного газа. До эффективного решения проблемы и уверенного освоения газификации твердого топлива паротурбинные блоки на суперсверхкритические параметры пара находятся по мощности и экономичности вне конкуренции.

Экономичность ПГУ-У может быть определена по зависимости

$$\eta_{\text{ПГУ}} = \eta + (1 - \eta)\eta_{\text{ПТ}}\eta_{\text{КУ}}, \quad (13.2)$$

где η — КПД ГТУ; $\eta_{\text{ПТ}}$ — КПД паровой турбины (внутренний абсолютный); $\eta_{\text{КУ}}$ — КПД котла-утилизатора.

Приближенно

$$\eta_{\text{ПТ}}\eta_{\text{КУ}} = \frac{N_{\text{ПТ}}}{c_{\text{рг}} G_{\text{т}} (T_d - T_a)}, \quad (13.3)$$

где $N_{\text{ПТ}}$ — внутренняя мощность паровой турбины; $G'_{\text{т}}$ — расход газов на выходе из турбины.

Мощность паровой турбины, входящей в состав ПГУ-У, может быть определена из расчета тепловой схемы ПГУ.

Многочисленные оценки и данные испытаний выполненных ПГУ показывают, что

$$N_{\text{ПТ}} \approx \frac{1}{2} N, \quad (13.4)$$

где N — внутренняя мощность ГТУ.

Исходя из (13.4), приходим к выводу, что

$$\eta_{\text{ПГУ}} \approx 1,5\eta, \quad (13.5)$$

в чем легко убедиться, сопоставляя данные по КПД ГТУ и КПД ПГУ-У из табл. 13.3.

В табл. 13.4 даны характеристики отечественных ГТУ и соответствующих им ПГУ-У, находящихся на различных этапах создания.

Установка ГТЭ-160 изготавливается ЛМЗ по лицензии фирмы «Сименс» как ГТУ типа V94.2 (см. табл. 13.3). Две такие машины установлены на Северо-Западной ТЭЦ в Петербурге в составе ПГУ-450Т в конце 2000 г. (см. далее).

ГТЭ-110 разработана Машпроектом (г. Николаев, Украина) и производится на заводе «Сатурн» (г. Рыбинск, Россия). К середине 2000 г. изготовлено две ГТУ этого типа для проведения всесторонних стендовых испытаний.

В дальнейшем планируется достаточно широкое применение ГТЭ-110 преимущественно в составе ПГУ для переоборудования старых газомазутных паротурбинных ТЭС в России в современные парогазовые ТЭС.

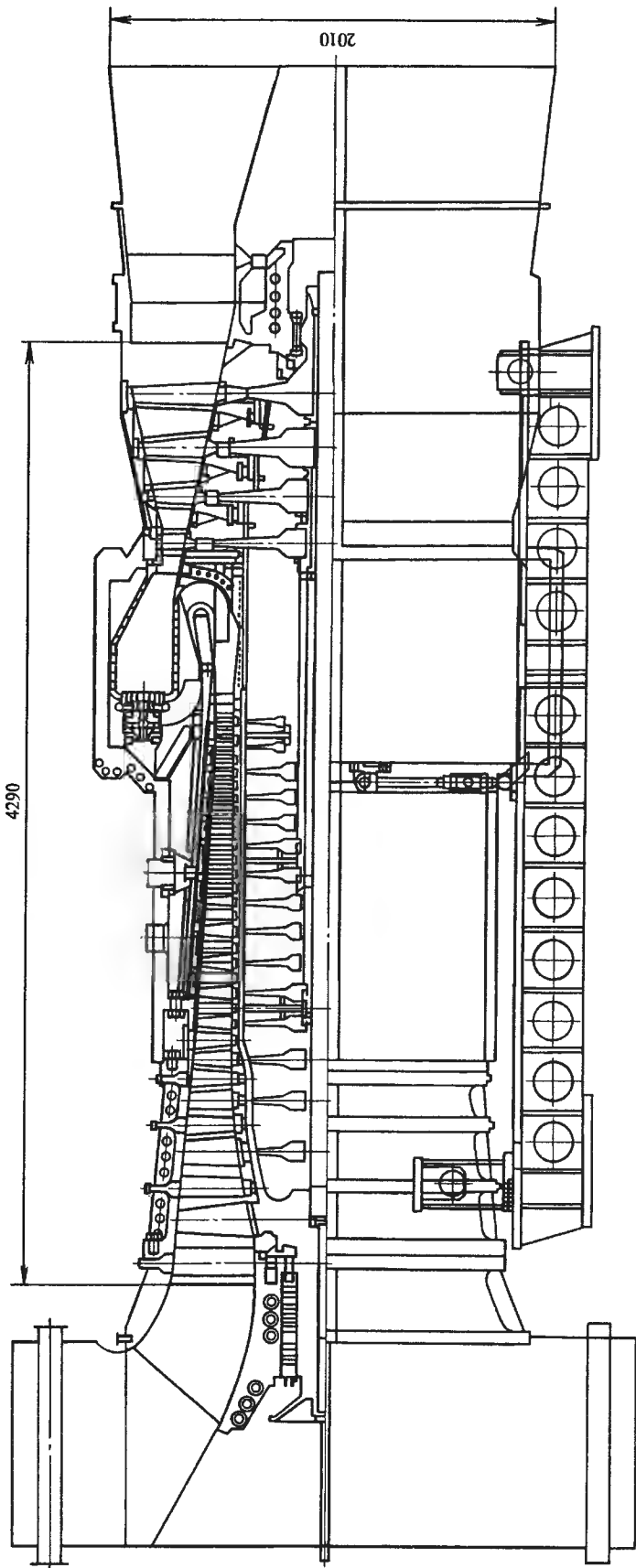


Рис. 13.31. Газотурбинная установка ГТЗ-60 ЛМЗ

Установка ГТЭ-60 находится в стадии производства, остальные установки — на разных стадиях проектирования и разработки.

На рис. 13.31 представлена газотурбинная установка ГТЭ-60 ЛМЗ. Агрегат имеет много типичных конструктивных черт, характерных для современных ГТУ, предназначенных преимущественно для использования их в комбинированных установках.

Ротор турбокомпрессора в современных ГТУ двухопорный, в отличие от ротора ГТЭ-150 ЛМЗ, где он имеет третью опору между компрессором и турбиной. Средний подшипник находится в тяжелых условиях эксплуатации, его необходимо надежно охлаждать, осуществлять подвод и отвод масла, преодолевая зону высоких температур. При наличии среднего подшипника осложняется центровка валопровода, возникают температурные несимметричные деформации опоры. Все это привело к кардинальному решению — применению двухопорного ротора турбокомпрессора, что существенно увеличило надежность всего турбоблока.

Турбогруппа ГТЭ-60 состоит из четырехступенчатой турбины с охлаждаемыми семью венцами (охлаждаются все четыре сопловых венца и три первых венца рабочих лопаток, только рабочие лопатки четвертой ступени выполнены неохлаждаемыми) и 16-ступенчатого компрессора. Турбина и компрессор расположены в едином корпусе, установленном на раме. Между ними в корпусе размещена кольцевая камера сгорания.

Компрессор имеет поворотный входной направляющий аппарат и поворотные направляющие аппараты первых пяти ступеней, что обеспечивает экономичную работу ГТУ (и ПГУ-У на ее базе) при переменных режимах.

Лопатки четырехступенчатой турбины изготовлены из сплавов на никелевой основе методом точного литья по выплавляемым моделям. Рабочая лопатка первой ступени монокристаллическая, рабочие лопатки второй и третьей ступеней литые, равноосной структуры. Охлаждение рабочих лопаток конвективно-пленочное. Сопловые лопатки все литые, равноосной структуры, с конвективно-пленочным охлаждением и подачей охлаждающего воздуха через дефлектор (см. рис. 13.9, з). Все поверхности лопаток, как внутренние, так и наружные, защищены специальными покрытиями.

Ротор турбогруппы дисковый, все диски стянуты общей центральной стяжкой. Частота вращения

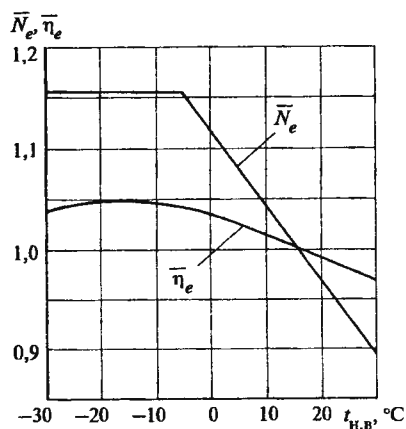


Рис. 13.32. Зависимости относительной мощности $\bar{N}_e$ и относительного КПД $\bar{\eta}_e$ ГТЭ-60 от температуры наружного воздуха

ротора составляет 5441 об/мин, с ротором электрического генератора он связан через редуктор, понижающий частоту вращения до 3000 об/мин.

На рис. 13.32 представлены зависимости относительной мощности и относительного КПД ГТЭ-60 от температуры наружного воздуха.

На рис. 13.33 изображен продольный разрез турбокомпрессора ГТЭ-180, характеристики ГТУ представлены в табл. 13.4. Установка ГТЭ-180 предназначена для эксплуатации в базовом, пиковом и полупиковом режимах как автономно, так и в составе ПГУ различного типа. Конструктивное исполнение ее во многом аналогично исполнению установки ГТЭ-60, несмотря на существенно большую мощность. Установка ГТЭ-180 выполнена без редуктора на частоту вращения ротора 3000 об/мин.

Компрессор ее 13-ступенчатый, представляет собой масштабную аэродинамическую модель компрессора авиационного двигателя ПС-90А с КПД, равным 86 %.

Камера сгорания двухтопливная, низкоэмиссионная. Выбросы NO_x составляют не более 50 мг/м^3 , СО — не более 100 мг/м^3 (при нормальных условиях). Газовая турбина четырехступенчатая, с семью охлаждаемыми венцами.

На рис. 13.34 и 13.35 показан вариант компоновки ГТЭ-180 на электростанции.

ПГУ-ТЭЦ. Наряду с рассмотренными ПГУ-У с конденсационными паровыми турбинами широкое распространение получили так называемые ПГУ-ТЭЦ — парогазовые установки с котлом-утилизатором.

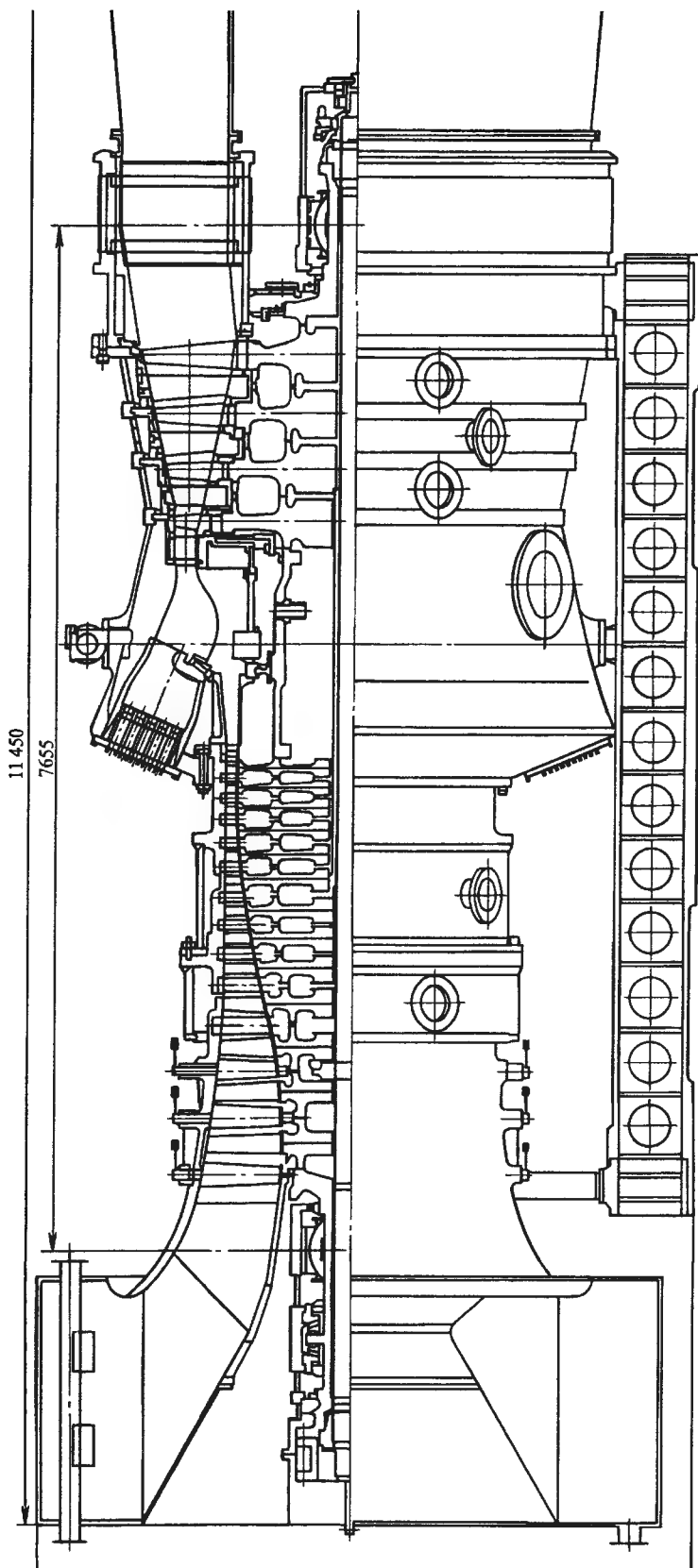


Рис. 13.33. Продольный разрез турбокомпрессора ГТЭ-180 производства ЛМЗ — «Авиадвигатель»

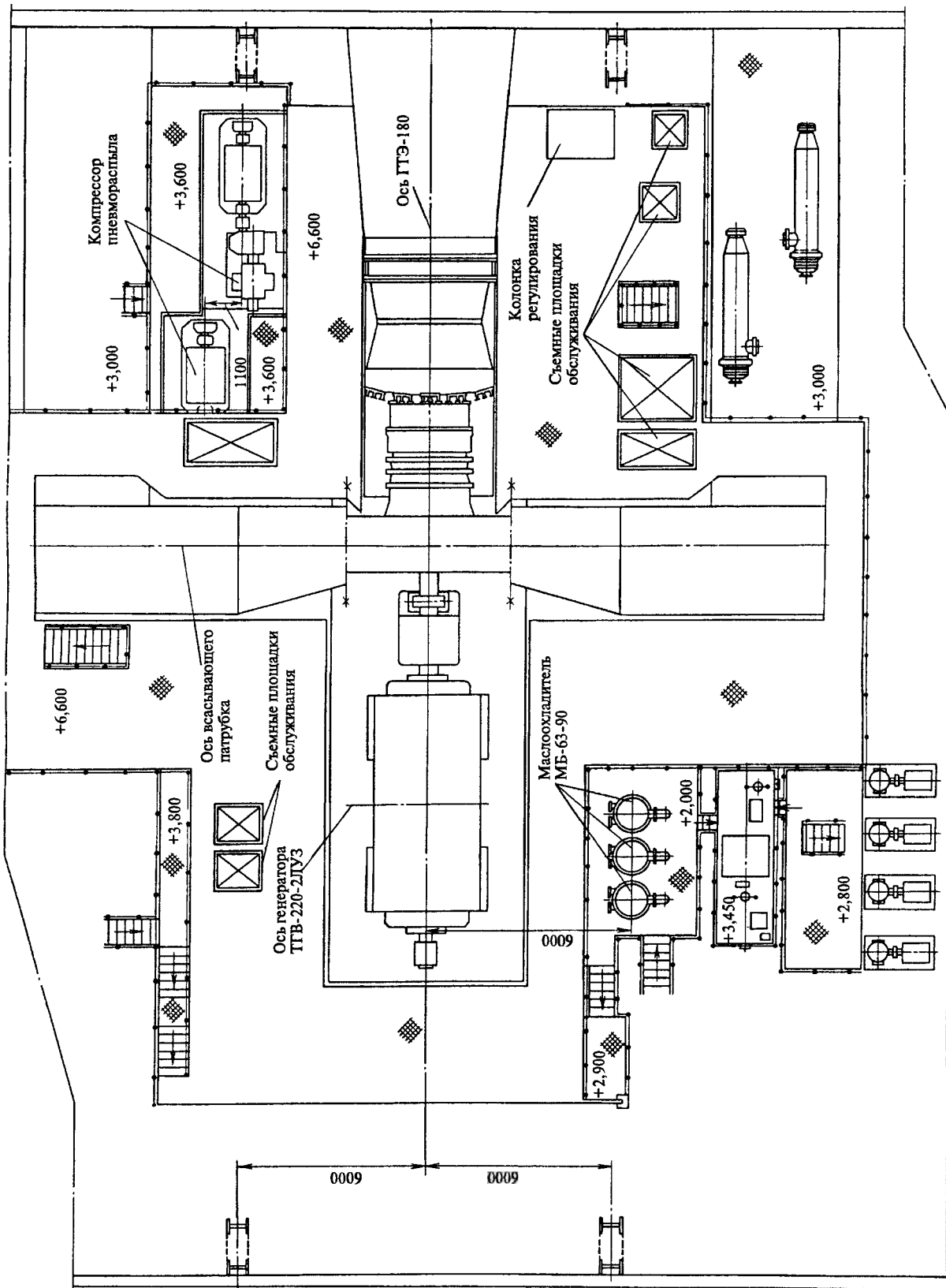


Рис. 13.35. Вариант компоновки ГТЭ-180 на электростанции (план)

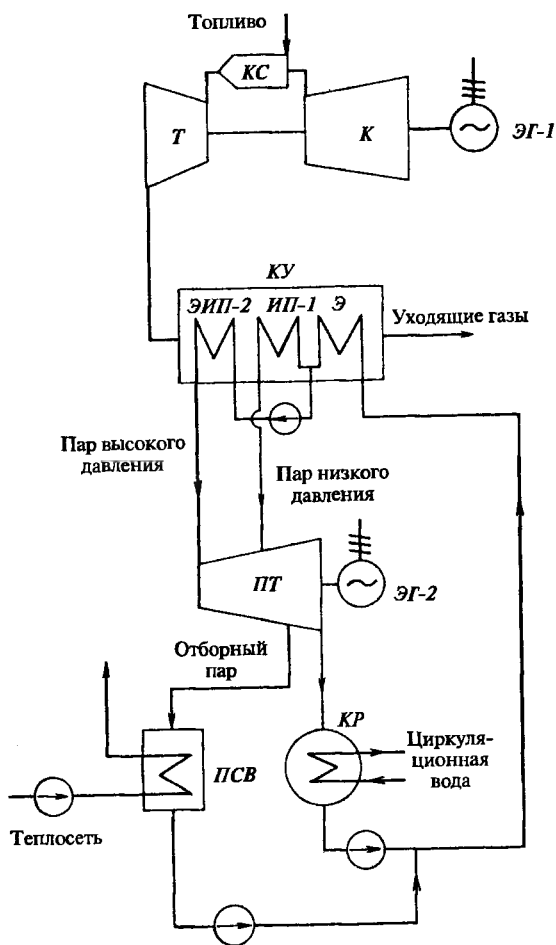


Рис. 13.36. Принципиальная схема ПГУ-ТЭЦ:

ПВС — подогреватель сетевой воды; остальные обозначения те же, что на рис. 13.30

ром и с теплофикационными паровыми турбинами. Принципиальная схема ПГУ-ТЭЦ представлена на рис. 13.36. В схеме паровая турбина имеет регулируемый теплофикационный отбор пара, теплотой которого нагревается вода в подогревателе сетевой воды (ПВС).

Для ПГУ-ТЭЦ характерными являются два режима: максимальной электрической мощности и максимальной тепловой мощности.

В первом случае теплофикационный отбор пара закрыт, паровая турбина работает в конденсационном режиме и установка имеет характеристики, и в частности КПД, соответствующие характеристикам установки ПГУ-У с конденсационной турбиной (см. рис. 13.30).

Во втором случае теплофикационный отбор полностью открыт, в ЧНД паровой турбины подается малый (вентиляционный) расход пара, мощность вырабатывается только в ЧНД паровой турбины, а тепловая мощность при этом максимальная. При этом мощность и КПД при выработке электроэнергии соответственно уменьшаются, а коэффициент использования теплоты топлива достигает максимального значения. Так, например, ПГУ-ТЭЦ на базе ГТЭ-65П имеет следующие показатели:

при максимальной электрической мощности $N = 97$ МВт $\eta = 53,5\%$, КИТ = 53,5 %, отпуска теплоты не происходит;

при максимальной тепловой мощности $N = 80$ МВт $\eta = 44,6\%$, КИТ = 85,8 % и отпуск теплоты составляет 75,7 МВт.

В качестве примера ПГУ-ТЭЦ рассмотрим пущенную на Северо-Западной ТЭЦ в Петербурге установку ПГУ-450Т. Эта установка состоит из двух ГТУ типа V94.2 фирмы «Сименс» (изготовлены ЛМЗ) мощностью 150 МВт каждая и теплофикационной паровой турбины «двух давлений» типа Т-150-7,7 ЛМЗ мощностью 150 МВт в конденсационном режиме. Принципиальная тепловая схема ПГУ-450Т представлена на рис. 13.37. Характеристики ГТУ типа V94.2 и ПГУ-450 даны в табл. 13.3.

Газотурбинная установка типа V94.2 показана на рис. 13.38. Она выполнена в традиционном стиле. Камеры сгорания выносные, расположены по бокам корпуса ГТУ. Компрессор имеет регулируемый входной направляющий аппарат, что позволяет поддерживать при частичных нагрузках постоянную температуру газа на выходе из газовой турбины и оптимальные условия в комбинированном цикле.

Первые три сопловых венца и первые два рабочих венца имеют внутреннее конвективное воздушное охлаждение. Выбросы NO_x не превышают 50 мг/м^3 (при нормальных условиях).

ПГУ со сбросом газов в топку котла. Принципиальная схема парогазотурбинной установки со сбросом уходящих газов ГТУ в топку котла (ПГУ-С) представлена на рис. 13.39. Поскольку в топку котла подаются газы, имеющие повышенную температуру, то расход теплоты для подогрева топочных газов снижается, что является причиной увеличения КПД всей комбинированной установки. Снижение удельного расхода теплоты комбинированной парогазотурбинной установкой ПГУ-С по сравнению с ПГУ может составлять 5—7 %.

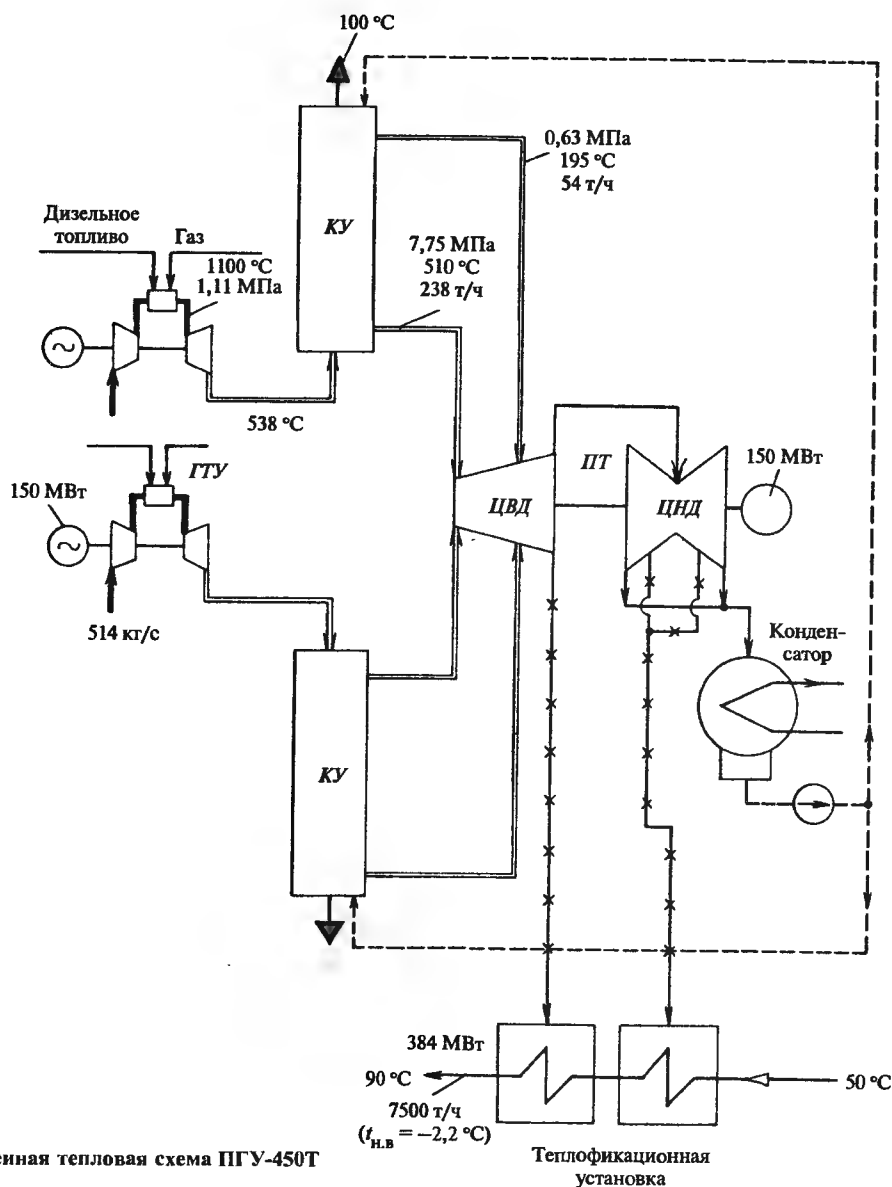


Рис. 13.37. Упрощенная тепловая схема ПГУ-450Т

Применение рассматриваемых ПГУ является средством повышения экономичности уже действующих тепловых электрических станций. При этом газообразное топливо необходимо только для работы ГТУ, в то время как основная котлотурбинная установка может использовать как твердое, так и газообразное топливо.

При реконструкции действующей паротурбинной установки и превращении ее в ПГУ-С необходимы изменения в тепловых схемах ПТУ и котельной установки, поскольку используемый в обычных котельных установках подогрев воздуха перед его подачей в топку котла за счет теплоты уходя-

щих из топки газов не может быть реализован, так как в топку теперь подаются из ГТУ газы с высокой температурой. Это приводит к тому, что температура уходящих из топки газов повышается и для ее снижения переключают часть регенеративных подогревателей питательной воды на параллельно включаемые газоводяные подогреватели (на схеме не показаны), в которых подогрев питательной воды осуществляется за счет теплоты уходящих топочных газов. Газоводяные подогреватели питательной воды являются новыми элементами в реконструируемой котлотурбинной установке, что,

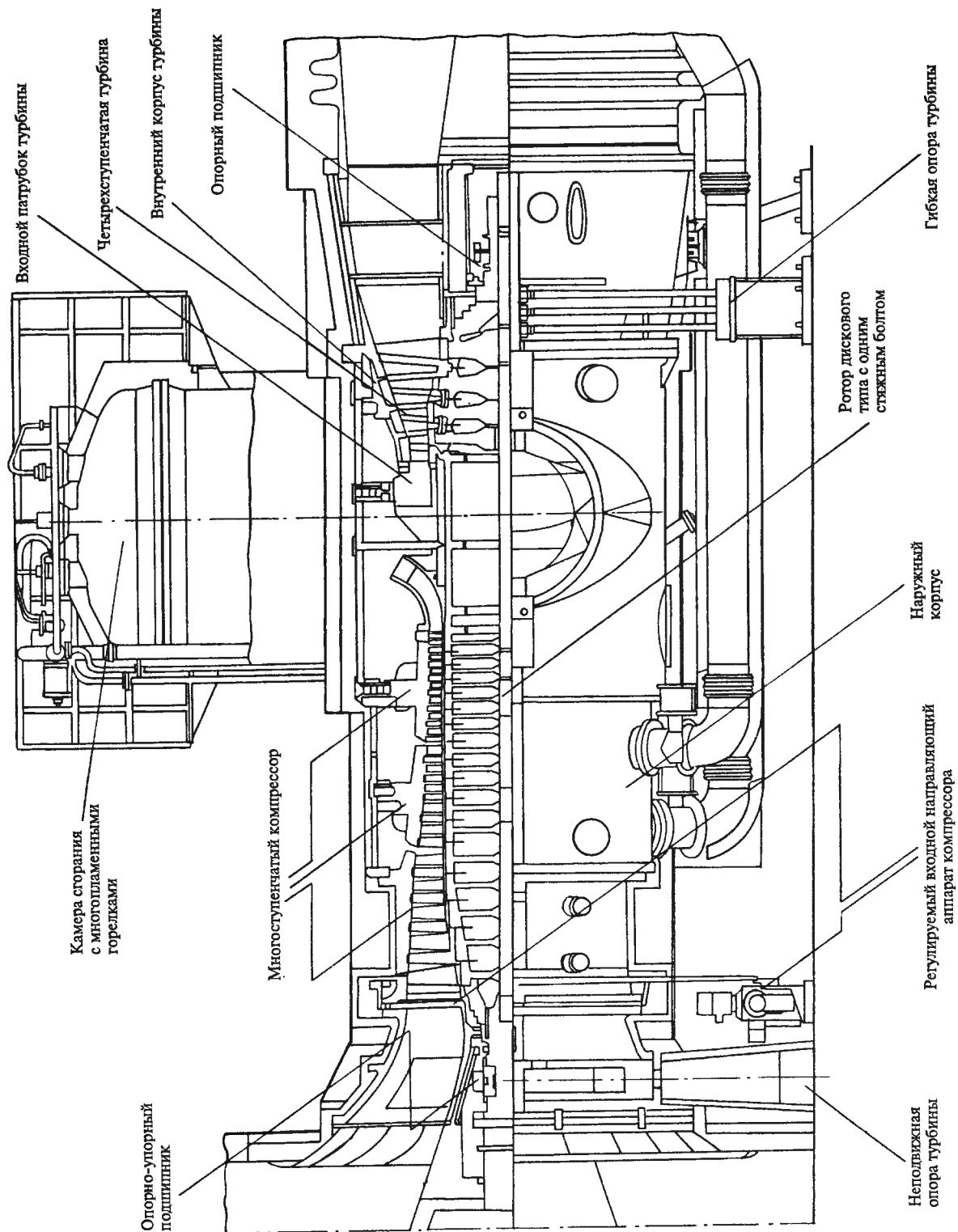


Рис. 13.38. Газотурбинная установка типа V94.2

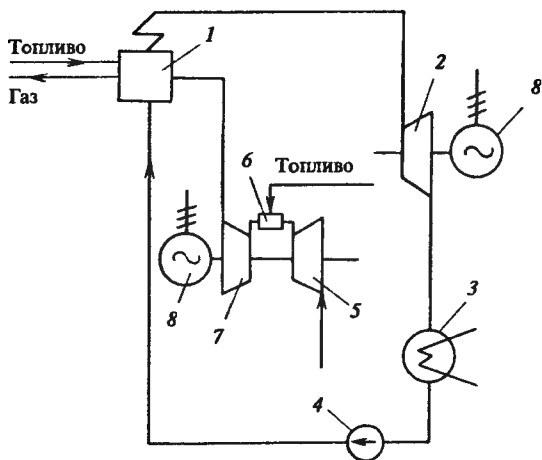


Рис. 13.39. Принципиальная схема парогазотурбинной установки со сбросом газов и топку котла:

1 — парогенератор; 2 — паровая турбина; 3 — конденсатор; 4 — насос; 5 — воздушный компрессор; 6 — камера сгорания; 7 — газовая турбина; 8 — электрические генераторы

естественно, усложняет схему и удорожает реконструкцию.

ПГУ с подогревом питательной воды тепловой уходящих газов ГТУ. Схема с подогревом питательной воды теплотой уходящих газов ГТУ приведена на рис. 13.40. В базовом режиме работает только ПТУ по обычной схеме с регенерацией, а ГТУ не работает. Подогрев питательной воды производится в системе подогревателей 5 теплотой отборного пара от паровой турбины через задвижки 12. Задвижки 10 и 11 при этом закрыты. В пиковом режиме включается в работу ГТУ, закрываются задвижки 12 на линиях отбора, открываются задвижки 10 и 11. При этом подогрев питательной воды производится в газодводяном подогревателе 9 теплотой уходящих газов ГТУ. В результате суммарная мощность всей комбинированной установки значительно повышается: во-первых, увеличивается мощность паровой турбины (вследствие отключения регенеративных отборов в часть низкого давления идет больший расход пара); во-вторых, ГТУ дает дополнительную мощность. Общая дополнительная (пиковая) мощность может достигать 50 % мощности базовой части. При определенных условиях возрастает также КПД комбинированной установки по сравнению с ПТУ и ГТУ, рассматриваемыми по отдельности.

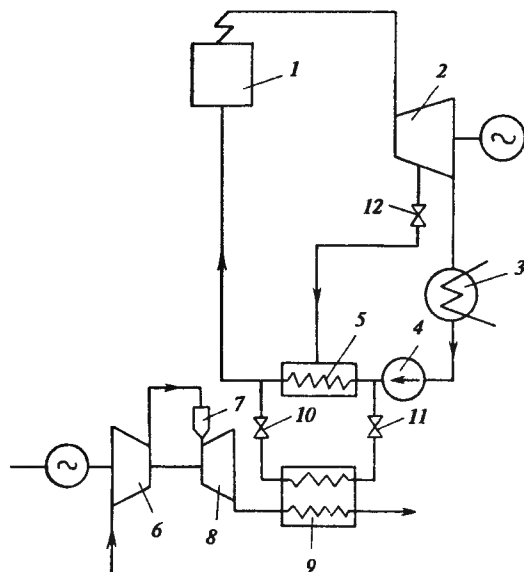


Рис. 13.40. Схема ПГУ с подогревом питательной воды теплотой уходящих газов:

1 — парогенератор; 2 — паровая турбина; 3 — конденсатор; 4 — насос; 5 — подогреватель питательной воды; 6 — воздушный компрессор; 7 — камера сгорания; 8 — газовая турбина; 9 — газодводяной подогреватель питательной воды; 10, 11 — задвижки на линии питательной воды; 12 — задвижка на линии отбора

Применение данной схемы целесообразно также и в тех случаях, когда требуется увеличение мощности уже действующей станции.

ПГУ с подачей пара в камеру сгорания. Пар из котла-утилизатора можно подавать непосредственно в камеру сгорания ГТУ. ПГУ с подачей пара в камеру сгорания, называемая ПГУ контактного типа или, короче, ПГУ-К, представлена схематично на рис. 13.41. Питательная вода подается в котел-утилизатор обычного типа, где образуется пар с давлением несколько большим, чем давление в камере сгорания, и температурой на 15—25 °С ниже температуры газов за газовой турбиной.

В камере сгорания сжигается газообразное (или легкое жидкое) топливо в потоке воздуха, подаваемого компрессором. Расход воздуха при этом меньше, чем в обычных ГТУ, так как понижение температуры газов до выбранного значения t_c здесь осуществляется не только путем подмешивания воздуха, поступающего от компрессора, но также и за счет подачи в камеру сгорания пара из котла-утилизатора. Образующаяся в результате смешения продуктов сгорания и водяного пара газопаровая смесь

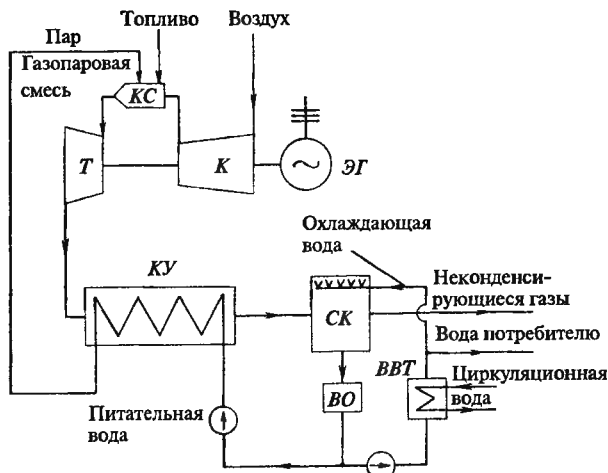


Рис. 13.41. Принципиальная схема ПГУ-К:

СК — смешивающий конденсатор при атмосферном давлении; ВО — система водоочистки; ВВТ — водо-водяной теплообменник; остальные обозначения те же, что на рис. 13.30

с выбранной температурой поступает в газопаровую (по существу газовую) турбину, вырабатывающую мощность, часть которой затрачивается, как и в обычной ГТУ, на привод воздушного компрессора, а остальная часть — на привод электрического генератора. Выходящая из котла-утилизатора газопаровая смесь с температурой уходящих газов около 90—120 °С в простом случае выбрасывается в атмосферу. Если это так, то в атмосферу в виде водяного пара выбрасывается такое количество питательной воды, которое подается насосом в котел-утилизатор. Значит, для восполнения этого расхода необходим постоянный источник воды (река, озеро и др.) с соответствующей системой водоочистки. Эта особенность простого решения является основным недостатком рассматриваемой ПГУ-К, который существенно ограничивает ее применение, несмотря на то, что основные показатели установки, и в частности ее КПД, находятся на уровне показателей лучшей схемы ПГУ-У конденсационного типа, а также ее черты, как, например, компактность (отсутствие паровой турбины), экологичность, возможность

применения парового охлаждения в газовой турбине, меньшая относительная мощность воздушного компрессора, определяют некоторые преимущества перед ПГУ-У.

Для устранения указанного основного недостатка разрабатывается решение (рис. 13.41), в котором реализуется система улавливания воды из газопаровой смеси, покидающей котел-утилизатор. Уходящая газопаровая смесь поступает в смешивающий конденсатор атмосферного типа СК, где весь поток охлаждается водой, подаваемой в виде струй и капель в пространство конденсатора. Вследствие того что парциальное давление водяных паров в газопаровой смеси меньше атмосферного (менее 0,3 бар), а температура насыщения менее 80 °С, весь водяной пар в газопаровой смеси может быть сконденсирован и превращен в воду путем подачи охлаждающей воды с температурой 20—30 °С.

Вся образовавшаяся при конденсации вода в смеси с охлаждающей водой откачивается из конденсатора, проходит систему водоочистки ВО и затем разделяется на два потока. Первый в количестве $G_{КУ}$ направляется в КУ и далее проходит тракт, как описано; второй в количестве $G_{о.в} + G_{п}$ охлаждается в водо-водяном теплообменнике ВВТ циркуляционной водой обычной очистки до температуры 20—30 °С (может быть и более) и вновь разделяется на два потока. Поток в количестве $G_{о.в}$ идет в конденсатор для охлаждения и конденсации водяного пара в газопаровой смеси. Поток в количестве $G_{п}$ может быть направлен потребителю в водопроводную сеть. Этот расход $G_{п}$ соответствует количеству воды, образующейся при сгорании водорода в топливе. Неконденсирующиеся газы (в основном CO_2 , N_2 и др.) выбрасываются в атмосферу при температуре ниже температуры конденсации водяных паров в газопаровой смеси.

Система улавливания воды в ПГУ-К устраняет указанный основной недостаток установки, но существенно ее усложняет, и это затрудняет и сдерживает распространение установок этого типа.

ОСНОВЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТУРБИН И ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК**14.1. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ РАЦИОНАЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТУРБИННЫХ УСТАНОВОК**

В эксплуатации к ПТУ и паровым турбинам предъявляются два основных требования: надежность и экономичность.

Под надежностью ПТУ понимают ее способность к выработке предусмотренной мощности при заданных условиях и режимах эксплуатации. Надежность ПТУ как сложной системы определяется надежностью ее оборудования: турбины, конденсационной установки, питательных и конденсационных насосов, деаэраторов, подогревателей и др. Чем выше надежность элементов ПТУ, тем выше ее надежность в целом.

Событие, заключающееся в нарушении работоспособности ПТУ, называется отказом. Свойство ПТУ или турбины непрерывно сохранять работоспособность называется безотказностью. Безотказность не может быть абсолютной, поскольку из-за наличия дефектов, естественного износа, ошибок изготовления и эксплуатации раньше или позже происходит отказ. Количественной мерой безотказности является наработка на отказ — средняя суммарная (без учета перерывов) продолжительность работы между отказами. Государственный стандарт требует, чтобы при соблюдении правил технической эксплуатации турбины мощностью 500 МВт и более имели наработку на отказ не менее 6250 ч, а меньшей мощности — не менее 7000 ч.

Свойство ПТУ или турбины, заключающееся в приспособленности к предупреждению и обнаружению причин возникновения их отказов, повреждений и устранению их последствий путем проведения ремонтов и технического обслуживания, называется ремонтопригодностью. Процесс обнаружения и устранения повреждения ПТУ или турбины с целью восстановления работоспособности (исправности) называется восстановлением, а время этого процесса — временем восстановления.

Для поддержания высокой надежности оборудование проходит техническое обслуживание, текущий, средний или капитальный ремонты. При текущем и среднем ремонтах заменяются или восстанавливаются поврежденные детали и узлы, контролируются исправность и техническое состояние других узлов, предусмотренное нормативно-технической документацией. При капитальном ремонте производится полное восстановление работоспособности. Капитальный ремонт мощных турбин энергоблоков по нормам происходит в течение 50—60 дней. Время между капитальными ремонтами называется межремонтным периодом. Государственный стандарт требует, чтобы межремонтный период составлял не менее 6 лет.

Показатели безотказности и ремонтопригодности тесно связаны: оборудование, работающее с частыми отказами даже с малыми временами восстановления (например, из-за ложного срабатывания защит) или с редкими отказами, но с большими временами восстановления (например, из-за повреждений проточной части), одинаково ненадежно. Для комплексной оценки надежности используют коэффициент готовности — отношение наработки на отказ к сумме наработки на отказ и времени восстановления. У освоенных турбин коэффициент готовности составляет 98—99 %, а у осваиваемых он может составлять 60—65 %. Государственный стандарт требует, чтобы коэффициент готовности турбин был не ниже 98 %.

В число показателей надежности входят также безопасность и долговечность. Под безопасностью понимают свойство не допускать ситуаций, опасных для обслуживающего персонала и окружающей среды. Под долговечностью оборудования понимают его свойство сохранять работоспособность в течение определенной предельной наработки (ресурс) или календарного времени (срок службы). Стандарт требует, чтобы срок службы турбины был не менее 40 лет.

Основным показателем экономичности турбинной установки является удельный расход теплоты на выработку турбоагрегатом единицы электроэнергии (или выработка электроэнергии на тепловом потреблении), электрической станции — расход условного топлива на выработку единицы электроэнергии.

Следует подчеркнуть, что требования надежности и экономичности тесно связаны. Ненадежная установка не может быть экономичной. Задача эксплуатации состоит в том, чтобы обеспечить максимальную экономичность при высокой надежности.

14.2. РЕЖИМЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Турбина и турбинная установка могут работать в самых различных режимах. Эти режимы можно разделить на стационарные и нестационарные.

Стационарный режим отвечает работе турбины при некоторой фиксированной нагрузке. В этом режиме параметры пара в проточной части и температурное состояние ее деталей не изменяются во времени. Стационарная работа может протекать при номинальной или частичной нагрузке.

Под номинальной мощностью конденсационных турбин и турбин с противодавлением понимают наибольшую мощность, которую должен длительно развивать турбоагрегат при номинальных значениях всех основных параметров: начальных давлении и температуре, температуре промежуточного перегрева, температуре питательной и охлаждающей воды; при этом должны использоваться все внешние нерегулируемые отборы пара, предусмотренные при проектировании установки.

Аналогичным образом определяется и номинальная мощность теплофикационных турбин с регулируемыми отборами пара. При этом в число основных параметров входят и значения отборов, а также пределы изменения ряда величин, например, параметров свежего пара, давлений в отборах, при которых должна обеспечиваться номинальная мощность.

Под частичной нагрузкой понимают режим работы, при котором мощность или значения регулируемых отборов пара меньше номинальных. Часто работу при частичных нагрузках называют переменным режимом. Это название сложилось исторически и носит условный характер: когда-то в условиях большого дефицита мощности турбины месяцами работали без остановок на номинальном режиме и каждое отклонение от него воспринималось как пере-

менный режим. В таком же смысле к переменному режиму можно отнести работу турбины и турбинной установки при отклонениях параметров свежего пара, пара промежуточного перегрева или отработавшего пара, отклонениях в тепловой схеме и т.п.

Большинство турбин может развивать мощность, превышающую номинальную. Под максимальной мощностью конденсационной турбины понимают наибольшую мощность, которую может длительно развивать турбина при номинальных значениях всех основных показателей, но при отсутствии отборов пара для внешних потребителей теплоты. Теплофикационные турбины развивают максимальную мощность при уменьшении регулируемых отборов или изменении параметров в отборах до предусмотренных пределов; остальные параметры при этом должны быть номинальными.

До недавнего времени стационарный режим работы (как правило, на номинальной нагрузке) был для ПТУ основным; турбина останавливалась несколько раз в год либо для проведения текущих или плановых ремонтов, либо из-за неполадок.

В настоящее время для турбин ТЭС, работающих на органическом топливе, не менее важное значение приобрели **нестационарные режимы**, при которых изменяются параметры в турбине и тепловое состояние турбоагрегата.

Наиболее сложным нестационарным режимом является пуск ПТУ, включающий многочисленные операции перед толчком ротора паром, разворот ротора, включение генератора в сеть и набор нагрузки. Многие турбоустановки, например докритического давления, используются в режиме ежедневных пусков. Блоки сверхкритического давления пока не могут использоваться в таких режимах во избежание существенного износа и снижения экономических показателей. В лучшем случае их останавливают 1 раз в неделю (на субботу и воскресенье).

К нестационарным режимам относят резкие изменения нагрузки (сброс и наброс), а также остановку турбины (разгрузка, отключение от сети, выбег ротора и остывание).

Кроме перечисленных стационарных и нестационарных режимов работы каждый турбоагрегат должен быть приспособлен к аварийным режимам, которые не исключены из-за неполадок или дефектов в различном оборудовании энергоблока или в самой турбине. Некоторые турбоагрегаты эксплуатируются в специфических режимах, например в беспаровом режиме или в режиме синхронного компенсатора.

Ниже основное внимание будет уделено принципам надежной и экономичной эксплуатации турбин и ПТУ при различных режимах. Следует отметить, что каждая турбоустановка снабжается инструкциями по эксплуатации, в которых четко указывается, что и в какой последовательности необходимо делать в тех или иных ситуациях. Каждый машинист должен хорошо знать инструкцию. Основная наша задача состоит в том, чтобы объяснить, почему в инструкциях предписывается выполнение тех или иных мероприятий или ограничений, а также почему нужна строгая последовательность операций, особенно в случаях ликвидации наиболее опасных неполадок.

14.3. ОБСЛУЖИВАНИЕ ТУРБИНЫ И ТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ ПРИ НОРМАЛЬНОЙ РАБОТЕ

Эксплуатация паротурбинной установки в общем случае состоит из пуска, работы с электрической и тепловой нагрузкой (нормальной работы) и остановки. Наиболее простой является работа при постоянной нагрузке. Поэтому изучение эксплуатации турбины и ПТУ целесообразно начать именно с этого этапа, несмотря на то что ему предшествует пуск. Многие операции, выполняемые при нормальной работе установки, повторяются почти без изменения и на других этапах эксплуатации.

Основной задачей персонала, обслуживающего турбоустановку, при нормальной работе является *обеспечение заданной электрической и тепловой мощности при полной гарантии надежной работы и максимально возможной экономичности.*

14.3.1. Обслуживание систем защиты и регулирования

При нормальной эксплуатации турбины необходимы тщательный уход и регулярные проверки систем защиты и регулирования. Постоянное наблюдение за системой регулирования на современных электростанциях возлагается на вахтенный персонал и инженера, ответственного за работу этой системы.

Тщательный осмотр доступных узлов систем регулирования и защиты, сравнение текущих показаний приборов с предшествующими, внимательное отношение ко всем «непривычным» отклонениям на работающей турбине, выполнение всех операций и проверок, предусмотренных инструкциями по эксплуатации, позволяют надежно эксплуатировать эти системы и, следовательно, турбину.

Текущее обслуживание системы регулирования. Обслуживание систем защиты и регулирования осуществляется на основе инструкций по эксплуатации, составленных с учетом требований заводов-изготовителей турбин, Правил технической эксплуатации (ПТЭ) и Методических указаний по проверке и испытаниям систем регулирования и защиты.

Особое внимание при осмотрах должно уделяться всем потенциальным источникам утечек масла для исключения возможности возникновения пожара.

Необходимо внимательно следить за положением гаек, стопорных деталей и другого крепежа на штоках, золотниках и органах парораспределения, поскольку эти детали работают в условиях вибраций, вызывающих их отвинчивание и нарушение работы. Необходимо следить за механическим состоянием всех доступных узлов: кулачковых механизмов, их валов, подшипников, пружин и др.

Особое внимание следует обращать на колебания регулирующих органов, которые могут вызвать обрыв приводных штоков вследствие усталости.

Необходимо следить за изменениями давлений и пульсациями в основных маслопроводах систем регулирования и защиты: в линии подачи масла на смазку, в импульсных линиях, линиях защиты и полостях сервомоторов. Изменение этих давлений в непредусмотренных пределах свидетельствует о ненормальностях в системах регулирования, маслоснабжения или парораспределения: о неплотности клапанов, уплотнений поршней и штоков сервомоторов, засорении регулировочных шайб и т.п. Пульсации золотников вызываются ненормальной работой импеллера, загрязнением маслопроводов, попаданием твердых частиц между золотниками и буксами, повышенным содержанием воздуха в масле и другими причинами.

Проверка плотности стопорных, регулирующих и обратных клапанов. Первейшее внимание обслуживающего персонала должно быть уделено исключению возможности разгона турбины при отключениях электрического генератора от сети. Для этого должна быть обеспечена достаточная плотность стопорных и регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД и обратных клапанов на трубопроводах регулируемых и нерегулируемых отборов.

Абсолютную плотность клапанов ЦВД и ЦСД в условиях длительной эксплуатации обеспечить невозможно из-за различных тепловых расширений клапана и седла, из-за эрозионного износа этих деталей и по другим причинам. Поэтому ПТЭ допускается небольшая неплотность клапанов: *при номинальном давлении перед стопорными или регули-*

рующими клапанами пропуск пара не должен вызывать вращения турбины с частотой, превышающей половину номинальной.

Проверка плотности клапанов выполняется при остановке турбины при номинальном давлении в конденсаторе для того, чтобы силы сопротивления вращению ротора были одинаковыми. После снятия нагрузки и отключения генератора от сети частота вращения ротора уменьшается. Для проверки плотности регулирующих клапанов их необходимо закрыть и открыть стопорные клапаны. Затем следует поднять давление перед регулируемыми клапанами до номинального. Из-за пропуска пара через их неплотности турбина выйдет на некоторую устойчивую частоту вращения, которую и следует сравнить с номинальной.

Аналогичным образом производится проверка плотности и стопорных клапанов, при этом регулирующие клапаны должны быть полностью открыты.

Для турбин с промежуточным перегревом пара осуществляются отдельные проверки каждой из групп клапанов: стопорных клапанов ЦВД, регулирующих клапанов ЦВД, стопорных клапанов ЦСД и регулирующих клапанов ЦСД. Для таких турбин возможна проверка и при ее пуске на скользящих параметрах, когда давление перед турбиной меньше, чем номинальное.

Необходимо подчеркнуть, что, хотя стопорные и регулирующие клапаны могут быть неплотными, их совместное закрытие должно обеспечить такую плотность, чтобы ротор турбины не вращался.

ПТО предусматривается проверка плотности регулирующих и стопорных клапанов не реже 1 раза в год. Кроме того, проверка обязательно проводится при пуске после монтажа, перед капитальным ремонтом турбины (для определения объема необходимых ремонтных работ по клапанам) и после ремонта (для определения качества ремонта), перед испытанием автомата безопасности повышением частоты вращения.

Появление значительной неплотности регулирующих и стопорных клапанов в период между проверками может быть установлено при анализе длительности выбега ротора турбины после отключения генератора от сети и прекращения подачи пара в турбину. Удлинение времени выбега часто свидетельствует о неплотности клапанов. При появлении любых признаков снижения плотности клапанов необходимо провести их внеочередную проверку.

Кроме плотности регулирующих и стопорных клапанов должна быть обеспечена плотность об-

ратных клапанов, установленных на трубопроводах отборов.

Проверку плотности обратных клапанов, установленных на паропроводах регулируемых отборов теплофикационных турбин, работающих параллельно с другими турбинами на коллектор отбора, проводят путем плавного изменения давления перед закрытым клапаном, медленно открывая задвижку, установленную на паропроводе отбора вслед за обратным клапаном. Обычно при проверке плотности обратного клапана турбину разгоняют до частоты вращения примерно $33\text{—}35\text{ с}^{-1}$ и затем при закрытом обратном клапане путем открытия задвижки повышают давление перед обратным клапаном до 0,3 МПа. Неизменность частоты вращения свидетельствует о достаточной плотности обратного клапана. Аналогичным образом может проверяться плотность и других обратных клапанов, если к ним можно подвести пар от какого-либо постороннего источника.

Кроме обратного клапана и задвижки на паропроводе регулируемого отбора устанавливают предохранительные клапаны, препятствующие чрезмерному повышению давления в камере отбора. Плотность обратных клапанов и срабатывание предохранительных клапанов должны проверяться не реже 1 раза в год. Такая же проверка должна проводиться перед каждым испытанием турбины на сброс нагрузки.

Расхаживание клапанов. Плотность стопорных, регулирующих и обратных клапанов является совершенно необходимой, но недостаточной для предотвращения разгона турбины при сбросе нагрузки, если с помощью регулирования нельзя перевести турбину в режим холостого хода. В этом случае необходимо мгновенное закрытие исполнительных органов системы защиты. Вместе с тем в условиях нормальной эксплуатации эти органы работают в «стерегушем» режиме. Поэтому из-за отложений солей на штоках клапанов, температурных деформаций отдельных деталей клапана и по другим причинам в момент срабатывания при аварийном режиме может произойти заедание штока и задержка в закрытии клапана. Еще хуже, если клапан закроется не полностью или не закроется совсем.

Для уверенности в постоянной работоспособности стопорных, регулирующих и обратных клапанов, их систематически расхаживают — подвергают принудительному перемещению на определенное расстояние, убеждаясь в плавности и легкости их смещения. Расхаживание производят при час-

тичной или полной нагрузке в зависимости от конструкции паровпускных органов.

Для расхаживания современные турбины оборудуют специальными расхаживающими устройствами, позволяющими расхаживать клапаны на полный ход. *ПТЭ предусматривается расхаживание регулирующих и стопорных клапанов на полный ход перед пуском турбины.*

Для повышения надежности работы клапанов их обязательно подвергают *ежедневному частичному расхаживанию в определенных небольших пределах*, зафиксированных в инструкциях по эксплуатации.

Проверка работы системы защиты. Стопорные, регулирующие и обратные клапаны являются исполнительными органами системы защиты, для успешной работы которой необходимо, чтобы и все ее другие элементы работали нормально. К ним в первую очередь относится автомат безопасности, срабатывающий при частоте вращения на 10—12 % выше номинальной. Для уверенности в нормальной работе автомата безопасности и всей цепочки от него до стопорных и регулирующих клапанов в систему регулирования вводят специальные устройства, позволяющие расхаживать бойки (или кольца) автомата безопасности и проверять всю систему в целом при номинальной частоте вращения на холостом ходу или под нагрузкой.

Регулярность проверок работы системы защиты при номинальной частоте вращения регламентируется заводом-изготовителем турбины. ПТЭ предусматривается такая проверка после разборки системы регулирования, имеющей общие маслопроводы с системой защиты, после длительной стоянки (более 1 мес), когда может произойти коррозия деталей автомата безопасности и золотников, и после 4 мес эксплуатации.

Самой надежной проверкой системы защиты является разгон турбины до частоты срабатывания автомата безопасности. Такая проверка представляет определенную опасность для турбины, поэтому должна производиться с регулярностью, предусмотренной заводом-изготовителем. Однако, как минимум, ПТЭ предусматривается такая проверка после разборки автомата безопасности и последующей его настройки, перед испытанием турбины на сброс нагрузки и после длительного ее простоя.

При срабатывании системы защиты и закрытии стопорных и регулирующих клапанов обязательно проверяется закрытие обратных клапанов на линиях отборов.

Испытания системы регулирования. Для проверки состояния системы регулирования в соответ-

ствии с ПТЭ требуется ежегодно снимать статическую характеристику.

Снятие статической характеристики обязательно проводится перед капитальным ремонтом (для определения необходимых ремонтных работ по системе регулирования), после капитального ремонта (для определения качества проведенных работ и настройки системы) и после реконструкций системы регулирования.

При выявлении существенных изменений статической и динамических характеристик системы регулирования турбина испытывается на полный сброс нагрузки с отключением электрического генератора от сети. Во время испытаний путем осциллографирования фиксируют частоту вращения ротора, смещение основных элементов системы регулирования (золотников, сервомоторов, клапанов) и давления в характерных точках системы. Анализ осциллограмм позволяет выявить недостатки отдельных звеньев и узлов системы и наметить пути их исправления.

При сбросе нагрузки автомат безопасности не должен срабатывать, т.е. заброс частоты вращения должен быть меньше, чем уровень настройки автомата безопасности. *Если при испытании на сброс нагрузки система регулирования турбины не переводит ее на холостой ход и происходит срабатывание автомата безопасности, а стопорные клапаны прекращают доступ пара в турбину, то требуется настройка систем регулирования и защиты.*

14.3.2. Обслуживание систем маслоснабжения и смазки

Надежность систем маслоснабжения и смазки обеспечивается тщательным уходом за всем оборудованием и внимательным наблюдением за параметрами, характеризующими работу. В инструкциях по эксплуатации обязательно указывается давление в системах регулирования, смазки и на всасывающей стороне масляных насосов.

Для нормальной работы турбины должен правильно функционировать масляный бак, обеспечивая длительную сохранность масла, отделение от него воздуха, шлама и твердых частиц. Уровень масла в баке должен соответствовать требованиям инструкции по эксплуатации и проверяться с предусмотренной регулярностью (обычно 1 раз в смену). Одновременно необходимо следить за исправностью сигнализации о минимально допустимом уровне и разностью уровней в грязном и чистом отсеках масляного бака.

Для уверенной работы системы маслоснабжения должны подвергаться регулярной проверке резервные и аварийные масляные насосы и устройства их автоматического включения с частотой 2 раза в месяц. Кроме того, их проверяют перед каждым пуском и остановкой турбины.

Реле давления подсоединяется к напорному маслопроводу, на котором установлен вентиль, позволяющий изменять давление масла, поступающего к реле давления, без изменения давления в системе смазки. Таким образом можно проверять включение резервных и аварийных насосов на работающей турбине.

Качество работы маслоохладителей проверяется по разности давлений на входе и выходе масла и охлаждающей воды и по нагреву охлаждающей воды и охлаждению масла. Если при неизменном расходе охлаждающей воды перепад давлений по маслу или температура масла на выходе из маслоохладителя растут, то это говорит о засорении маслоохладителя и необходимости его чистки. В этом случае обычно подключают резервный маслоохладитель, а загрязненный направляют в чистку. Эту операцию необходимо выполнять очень внимательно, помня, что неправильные действия могут привести к отключению турбины или аварии подшипников.

В каждой инструкции оговариваются минимальные допустимые значения уровня масла в баке, максимальные допустимые температуры на выходе из маслоохладителя (обычно 40—45 °С) и из подшипников (обычно 60—65 °С). При выходе одного или тем более нескольких этих параметров за предельные значения положение на турбине рассматривается как аварийное, и машинист турбины должен действовать в соответствии с противоаварийной инструкцией.

Химическая лаборатория электростанции должна регулярно проводить анализ эксплуатируемого масла, чтобы вовремя производить его регенерацию и замену.

14.3.3. Наблюдение за работающей турбиной

В первую очередь наблюдению подлежат параметры, выход которых за допустимые пределы угрожает надежной работе турбины.

Это прежде всего относительное удлинение ротора и его осевой сдвиг. При выходе этих параметров за допустимые пределы могут возникнуть задевания ротора о неподвижные детали с тяжелой аварией.

При монтаже и ремонтах турбины ротор в корпусе устанавливают так, чтобы в рабочих условиях, когда эти детали прогреются, между ними были достаточно малые, но исключающие задевания зазоры. Размеры необходимых зазоров сначала рассчитывают при проектировании турбины, а потом уточняют при наладке головного образца турбины. Каждую турбину оборудуют измерителями относительного расширения ротора, и после наладки в инструкцию по эксплуатации вносят значения допустимых относительных удлинений каждого из роторов валопровода по отношению к своему корпусу.

Значение и направление осевого сдвига ротора относительно вкладыша упорного подшипника позволяют контролировать состояние колодок упорного подшипника. Поэтому на каждой турбине предусматривается измерение смещения гребня упорного подшипника относительно вкладыша.

Особенно внимательно за осевым удлинением ротора необходимо следить при всевозможных изменениях режима, когда изменяются температуры в проточной части, при пусках и остановках. Поэтому после каждого изменения режима следует внимательно «прослушивать» турбину стетоскопом для обнаружения возможных задеваний.

Внимательное наблюдение за вибрацией, которая не должна выходить за допустимые пределы, позволяет своевременно обнаружить многие отклонения от нормальной работы.

Параметры пара перед турбиной, после промежуточного перегрева и внутри турбины должны поддерживаться в требуемых пределах, а в случае отклонений от них обслуживающий персонал должен действовать в соответствии с инструкцией по эксплуатации и противоаварийной инструкцией. Поддержание давлений в допустимых пределах в контрольных точках турбины позволяет избежать перегрузки колодок упорного подшипника при отложениях в проточной части. В инструкции по эксплуатации обязательно указываются давления при нормальной работе и их предельные значения в камере регулирующей ступени и камерах отборов при различных нагрузках турбины. Постепенное увеличение давления в контрольных точках проточной части говорит о необходимости промывки турбины для удаления отложений или о других неполадках.

Экономичная работа турбины возможна только при хорошей работе конденсационной установки. В нормативных характеристиках конденсатора оговариваются нормативный вакуум, нормативный нагрев охлаждающей воды в конденсаторе, темпера-

турный напор и переохлаждение конденсата для широкого диапазона работы. Ухудшение работы конденсационной установки связано чаще всего с загрязнением трубок, дефицитом охлаждающей воды, неплотностью вакуумной системы турбоустановки: части турбины, работающей под разрежением, конденсатора и ПНД.

Особенно внимательно необходимо следить за работой уплотнений.

Важное значение для экономичной и надежной работы турбоустановки имеет наблюдение за системой регенеративного подогрева питательной воды. Недостаточный подогрев питательной воды приводит к перерасходу топлива. Температура питательной воды $t_{п.в.}$, поступающей в котел, зависит от расхода пара через ЦВД, определяющего давление в первом отборе и соответственно $t_{п.в.}$.

Работа турбоустановки без включенных ПВД допускается только в крайних случаях и только при снижении нагрузки. Работа без включенных ПНД для многих турбоустановок вообще недопустима из-за плохой работы деаэратора при поступлении в него недостаточно нагретого конденсата.

Непрерывно должен контролироваться уровень конденсата греющего пара в паровом пространстве подогревателей для исключения возможности их переполнения и заброса воды в турбину. Не реже 1 раза в неделю необходимо проверять защиту ПВД от переполнения. *Эффективность работы подогревателей оценивается по температурному напору δt в подогревателе* (по разности температуры насыщения, соответствующей давлению греющего пара, и температуры конденсата, покидающего подогреватель). Нормально, когда в ПНД $\delta t = 2 \dots 3$ °С, а в ПВД $\delta t = 1 \dots 1,5$ °С. Увеличение температурного напора в ПНД обычно связано с загрязнением трубной системы и ухудшением вакуума, а в ПВД — с протоком некоторого количества питательной воды по обводной линии, а в некоторых случаях и с плохой конструкцией подогревателей.

14.4. ПУСК ТУРБИН ИЗ ХОЛОДНОГО СОСТОЯНИЯ

14.4.1. Классификация пусков и основной принцип их проведения

Технология пуска турбины в большой степени зависит от температурного состояния оборудования перед ним. В соответствии с этим различают пуски из холодного, неостывшего и горячего состояний.

Эта классификация (для энергоблоков) производится по температуре турбины и главных паропроводов перед пуском.

Если котел и паропроводы блока ТЭС полностью остыли, а температура турбины не превышает 150 °С, то считают, что пуск происходит из холодного состояния. Для мощных энергоблоков для остывания до такой температуры требуется не менее 90 ч. Пускам из горячего состояния соответствует температура турбины 420—450 °С и выше. Такая температура достигается за 6—10 ч. Промежуточным значениям температуры турбины перед пуском соответствуют пуски из неостывшего состояния.

На практике обычно пусками из горячего состояния называют пуск после ночного простоя, из неостывшего состояния — после простоя в субботу и воскресенье, из холодного состояния — после простоев большей длительности. Пуск турбины из любого температурного состояния должен проводиться с учетом явлений, возникающих при нестационарных тепловых режимах, рассмотренных выше.

Всякое удлинение пуска приводит к дополнительным затратам топлива. Поэтому пуск должен производиться быстро, однако не в ущерб надежности. Таким образом, *основной принцип проведения пуска состоит в том, что он должен проводиться со скоростью, максимально возможной по условиям надежной работы.*

14.4.2. Неполадки и дефекты, препятствующие пуску

В ПТЭ, а также в инструкциях по обслуживанию каждой конкретной турбоустановки в специальном разделе указаны условия, при которых пуск запрещен. Несмотря на различия в конструкциях турбин, пусковых схемах и другом оборудовании, существует определенный общий перечень неполадок и дефектов, без устранения которых пуск турбины запрещается.

Пуск турбины запрещается при неисправности основных приборов, показывающих протекание теплового процесса в турбине и ее механическое состояние. К таким приборам относятся тахометр, приборы, измеряющие температуру и давление свежего пара и пара промежуточного перегрева, а также вакуум и температуру в выходном патрубке.

Неисправность тахометра не позволяет производить прогрев турбины на безопасной частоте вращения (вдали от критических частот и частот, вызывающих резонанс рабочих лопаток), синхронизи-

ровать частоту вращения и частоту сети для плавного включения турбогенератора в сеть, создает опасность неконтролируемого повышения частоты вращения и разгона турбины.

Без знания параметров пара перед ЦВД и ЦСД (для турбин с промежуточным перегревом) невозможно выдержать одно из главных требований безопасности пуска — *удержать температурные напряжения в безопасных пределах*. Знание температуры поступающего в цилиндры пара позволяет в определенной степени контролировать относительное расширение ротора.

Повышение температуры выходного патрубка и ухудшение вакуума вызывают опасность расцеитровок ротора и корпуса ЦНД с последующими заеданиями и короблениями.

Пуск турбины запрещается при неисправной системе смазки, обеспечивающей смазку подшипников турбины. Качество масла должно удовлетворять стандарту, а его уровень в масляном баке должен быть не ниже допустимого с учетом заполнения маслом и системы регулирования (если системы смазки и регулирования объединены). Маслопроводы должны быть плотными и надежными, все требования техники безопасности должны быть строго соблюдены. Неплотность маслопровода может привести в лучшем случае к падению давления в системе смазки и остановке турбины, а в худшем — к пожару. В предусмотренных местах на маслопроводах должны быть установлены манометры требуемого класса точности, позволяющие достаточно точно измерять давление масла при работе основных, резервных и аварийных насосов. Основные, вспомогательные, резервные и аварийные насосы, арматура маслопроводов и сливной клапан должны быть исправными. Особое внимание должно быть уделено электрической части двигателей насосов и особенно системе блокировок и переключения насосов.

Пуск турбины запрещается при неисправности системы защиты. Хотя система защиты имеет несколько независимых контуров, пуск турбины не разрешается, если неисправен хотя бы один из контуров, обеспечивающих прекращение подачи пара в турбину. Автомат безопасности турбины (каждый из бойков или каждое из колел) должен быть правильно настроен и безупречно работать.

Стопорные клапаны ЦВД и ЦСД не должны заедать, задерживаться при закрытии или неплотно садиться. В равной степени это относится к обратным клапанам с принудительным закрытием на линиях регулируемых и нерегулируемых отборов пара.

Вся цепочка элементов от датчиков защиты до исполнительных органов должна работать быстро и надежно. В частности, это относится к реле осевого сдвига, вакуум-реле, электромагнитному выключателю.

Должны быть исправными атмосферные клапаны или диафрагмы, предохраняющие выходную часть турбины и камеры отборов от разрыва при повышении давления.

Наконец, должна быть в полной исправности запорная арматура на линиях свежего пара, промежуточного перегрева и отборов. Неплотности арматуры приводят к чрезмерному остыванию отдельных элементов установки при ее остановке на короткий период, скоплению конденсата, который может быть унесен в турбину при последующем пуске. Должен быть в исправности электрический привод, установленный на арматуре.

Пуск турбины запрещается при неисправной системе регулирования. Если система регулирования отделена от системы смазки, то маслонабжение системы регулирования должно быть таким же надежным, как и снабжение маслом подшипников.

Регулирующие клапаны ЦВД и ЦСД не должны заедать и должны плотно садиться на свои седла. Следует помнить, что *система регулирования не только выполняет функцию регулирования электрической нагрузки или отборов, но и является одним из контуров защиты турбины от разгона*.

Регулирование должно надежно работать на холостом ходу, не допуская чрезмерных колебаний частоты вращения. В противном случае затрудняется синхронизация турбогенератора с сетью и становится невозможным удержать частоту вращения в допустимых пределах (без срабатывания автомата безопасности) при сбросе нагрузки. Поддержание устойчивого вращения турбины на холостом ходу и переход на холостой ход при полном сбросе электрической нагрузки — неперемнные требования к системе регулирования, без удовлетворения которых агрегат не может быть допущен к эксплуатации.

Пуск турбины запрещается, если неисправно валоповоротное устройство. Подача пара на неподвижный ротор перед набором вакуума в турбине неминуемо приведет к тепловому изгибу ротора, повышенной вибрации и истиранию уплотнений со снижением экономичности.

Должны быть в безупречном состоянии теплофикационная установка и все приборы, характеризующие ее состояние.

14.4.3. Пуск неблочных ПТУ из холодного состояния

Особенности пуска неблочных ПТУ. Основные характерные особенности пуска неблочной ПТУ вытекают из схемы паропроводов электростанции с поперечными связями. Поскольку от парового коллектора станции питаются другие турбины, перед пуском конкретной турбины для нее имеется пар номинальных параметров. Поэтому *главной особенностью пуска неблочной ПТУ является использование пара номинальных параметров.* При этом в сферу обязанностей машиниста не входят заботы о паровом коллекторе электростанции и о параметрах пара в нем. Об этом заботится персонал котельной установки.

Деаэраторы на неблочных ТЭС относятся к общестанционному хозяйству. Подача деаэрируемой воды и греющего пара в деаэратор производится из коллекторов конденсата и греющего пара, к кото-

рым присоединены другие турбины данной ТЭЦ. Поэтому во время пуска конкретной турбины машинисту ПТУ неблочной ТЭЦ нет необходимости заботиться о работе деаэраторов. Только после пуска турбины производят ее подключение к соответствующим коллекторам. Это же относится к работе сетевых подогревателей.

Таким образом, в сферу забот машиниста при пуске неблочных ПТУ входят паропроводы от парового коллектора электростанции до турбины, собственно турбина вместе с конденсационной установкой, регенеративная система и в общем случае тепловая установка.

На рис. 14.1 показана схема паропровода от парового коллектора электростанции до стопорного клапана турбины. Непосредственно у парового коллектора установлена магистральная задвижка 1, а у стопорного клапана турбины — главная паровая задвижка (ГПЗ) 2.

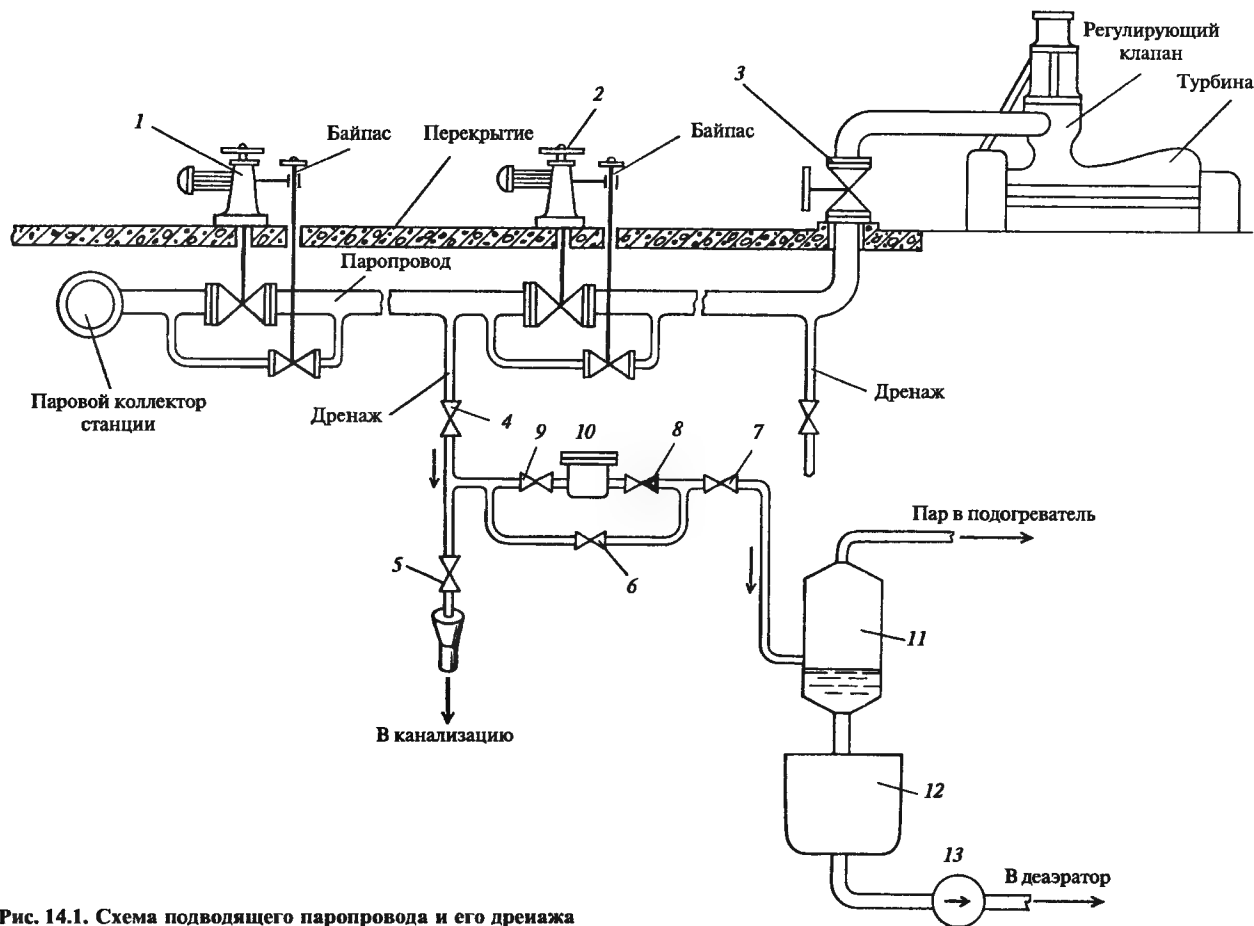


Рис. 14.1. Схема подводящего паропровода и его дренажа

Прогрев паропровода при пуске турбины производится по участкам: сначала прогревается участок от парового коллектора до ГПЗ, а затем — от ГПЗ до стопорного клапана 3. Для прогрева паропровода паром с постепенно повышающимися параметрами, отвода конденсата, образующегося при подаче пара в холодный паропровод, его снабжают дренажами — трубопроводами малого диаметра, соединяющими главный паропровод с устройствами, в которых поддерживается меньшее давление (в частности, это может быть просто атмосфера). Дренажи ввариваются в самые низкие точки паропровода для свободного стока конденсата, а сам паропровод должен иметь небольшой уклон в сторону дренажа.

Каждый дренаж снабжают арматурой и специальными устройствами, позволяющими ему работать в трех характерных режимах.

Прежде всего дренаж может работать «на воронку»: для этого открывают вентили 4 и 5 и образующийся конденсат сбрасывают в канализацию. Такой режим используется на первых этапах прогрева паропровода, когда конденсат загрязнен оксидами железа, образовавшимися при простое турбины.

После достаточной промывки паропровода осуществляется постепенный перевод дренажа «с воронки» на расширитель 11 (путем открытия вентилей 7, обводного вентилей 6 конденсатоотводчика 10 и закрытия вентилей 5 «на воронку»). В расширителе поддерживается пониженное давление, поэтому происходит частичное вскипание дренажного конденсата. Образующийся пар используется в цикле, а конденсат направляется в дренажный бак 12 и затем дренажным насосом 13 подается в деаэратор. Аналогичным образом работает дренаж и при окончании конденсации, когда прогрев паропровода ведется уже «пролетным» паром.

После полного прогрева паропровода такие постоянные дренажи закрывают. Когда дренаж подсоединен к полостям, где возможно скопление конденсата при работе турбины или при коротких ее остановках, дренаж оставляют в работе, однако дренирование осуществляют через вентили 8 и 9 и конденсатоотводчик 10 — устройство, не пропускающее пар, но периодически отводящее конденсат из дренажной линии. Обводной вентиль конденсатоотводчика при этом закрывают.

Пусковая схема неблочных ПТУ. На рис. 14.2 показана упрощенная пусковая схема турбины, состоящей из ЦВД и двухпоточного ЦНД. Для того чтобы не мешать пониманию процессов, происходящих при начальном этапе пуска, схематически показана система регенерации турбины, схема уп-

лотнений содержит только трубопроводы, необходимые при анализе пусковых операций. Многие из этих элементов будут рассмотрены ниже.

Для прогрева и пуска схема содержит три дренажных коллектора: высокого, среднего и низкого давлений. Такое разделение необходимо, так как в противном случае пар или конденсат из трубопровода высокого давления будет вытеснять конденсат из дренажа низкого давления. Все три коллектора соединены с расширителем, паровое пространство которого связано с паровым пространством конденсатора, а водяное — с его конденсатосборником.

В коллектор высокого давления заведены дренажи четырех перепускных труб от стопорного клапана к четырем регулирующим клапанам турбины. Если конструкция паровпускной части турбины позволяет скопиться конденсату в области паровпуска, то образующийся конденсат также отводят в дренажный коллектор высокого давления.

Дренажи ЦВД (для простоты показан один дренаж) направлены непосредственно в расширитель, что практически исключает возможность попадания в турбину воды через дренажную линию (это может произойти только при переполнении конденсатом расширителя). В дренажный коллектор среднего давления обычно заводят дренажи перепускных труб от ЦВД к ЦСД (если он имеется), паровпускной части ЦСД и трубопроводов отборов на ПВД (на рис. 14.2 для простоты показан только один отбор на ПВД). Дренажи трубопроводов отборов на ПНД и на сетевые подогреватели обычно заводят в коллектор низкого давления.

Пуск неблочной ПТУ из холодного состояния. Приступать к пуску турбоустановки можно только при отсутствии запрещений на пуск, изложенных выше. Пуск конденсационной турбины состоит из трех основных этапов:

- 1) подготовительного, охватывающего период от первых проверочных операций до приведения ротора во вращение;
- 2) разворота и доведения частоты вращения до синхронной;
- 3) синхронизации и нагружения турбины.

Подготовка к пуску предусматривает проверку общего состояния турбоустановки и отсутствия незаконченных работ, исправности приборов и сигнализации. Убедившись в готовности оборудования к пуску, приступают к прогреву паропроводов от стационарного парового коллектора до ГПЗ (см. рис. 14.1).

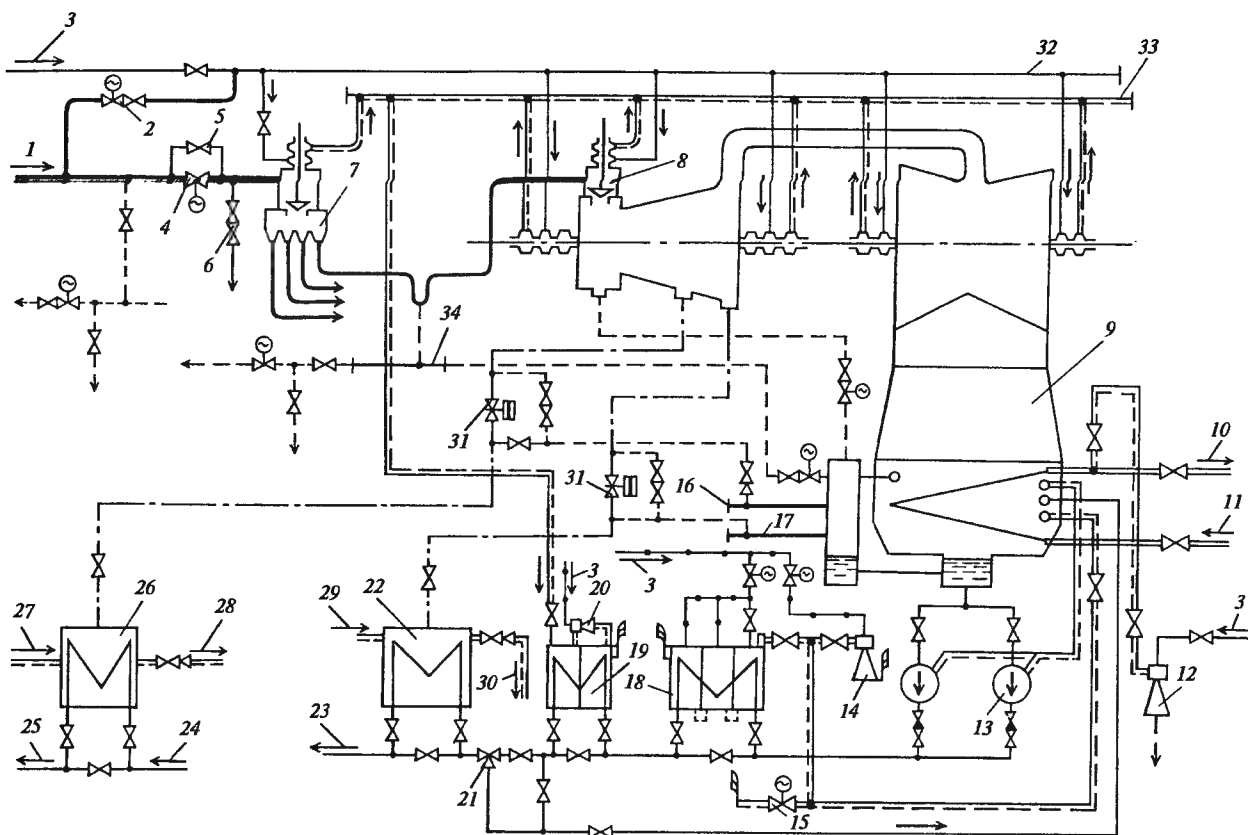


Рис. 14.2. Принципиальная пусковая схема неблочной ПТУ:

1 — свсжий пар из коллектора; 2 — вснтиль для подмсмивания свежего пара к уплотняющему; 3 — пар от дсаэратора; 4 — ГПЗ; 5 — байпас ГПЗ; 6 — вснтиль обспаривания; 7 — стопорный клапан; 8 — регулирующий клапан; 9 — конденсатор; 10, 11 — отвод и подвод охлаждающей воды; 12 — эжектор циркуляционной системы; 13 — конденсатный насос; 14 — пусковой эжектор; 15 — задвижка для срыва вакуума; 16, 17, 34 — дренажные коллекторы соответственно среднего, низкого и высокого давлений; 18 — пароструйный эжектор; 19 — эжекторный охладитель; 20 — эжектор уплотнений; 21 — клапан рециркуляции; 22 — первый ПНД; 23 — конденсат во второй ПНД; 24 — питательная вода из дсаэратора; 25 — питательная вода во второй ПВД; 26 — первый ПВД; 27, 29 — отсос воздуха из следующего подогревателя; 28, 30 — отсосы воздуха из подогревателей; 31 — обратные клапаны с принудительным закрытием; 32 — коллектор уплотнений пара; 33 — коллектор отсоса паровоздушной смеси из уплотнений

Перед подачей пара в прогреваемый паропровод при пуске турбины из холодного состояния его температура равна температуре окружающей среды, т.е. составляет несколько десятков градусов. При подаче в паропровод горячего пара происходит его мгновенная конденсация. Интенсивность теплообмена между пленкой образующегося конденсата и внутренней поверхностью чрезвычайно велика. Внутренняя поверхность практически сразу приобретает температуру конденсата, которая равна температуре насыщения. Внешние слои трубопровода при этом остаются холодными. Поэтому мгновенно возникают очень высокие температурные напряжения — происходит тепловой удар. Циклическое повторение тепловых ударов приводит к появле-

нию трещин малоциклового усталости, их развитию и разрушению паропровода.

Поэтому на первых этапах пуска в прогреваемом паропроводе необходимо иметь низкое давление, которому будут соответствовать малая температура насыщения и, следовательно, малые температурные напряжения в паропроводе. Этого добиваются путем открытия дренажей (вентили 4 и 5 на рис. 14.1) и постепенного открытия байпаса магистральной задвижки 1.

Прогрев паропровода на сниженном давлении (примерно 0,5—1 МПа) ведут до прекращения массовой конденсации, когда паропровод прогреется до температуры насыщения. Далее путем постепенного открытия байпаса магистральной задвижки повышают давление в паропроводе (скорость

повышения давления оговорена в каждой инструкции и обычно составляет 0,1—0,2 МПа/мин). Управляя дренажами паропровода, как описано выше, доводят давление в нем до номинального. После этого открывают магистральную задвижку 1, а ее байпас закрывают.

Аналогичным образом прогревают участок паропровода (перепускные трубы) от ГПЗ до стопорного клапана. Обычно время прогрева всего паропровода составляет в зависимости от параметров пара от 40 до 90 мин. Период прогрева паропроводов совмещают с другими подготовительными операциями с таким расчетом, чтобы к моменту окончания прогрева паропровода все подготовительные операции были закончены (это экономит расход электроэнергии и теплоты на собственные нужды ПТУ).

Важнейшей и одной из самых длительных по времени операций является пуск конденсационной установки (см. рис. 14.2), который начинают с пуска циркуляционных насосов. В простейшем случае для этого необходимо заполнить их водой и включить. Во многих случаях этого оказывается недостаточно: насосы поднимают охлаждающую воду на некоторую высоту, но не могут заполнить трубопроводы и прокачать воду через конденсатор. Для того чтобы они могли это сделать, *необходимо заполнить циркуляционную систему с помощью насосов технической воды, создать сифон и после этого запустить циркуляционный насос*. Тогда вода, движущаяся сплошным потоком в сбросном циркуляционном трубопроводе, будет оказывать дополнительное всасывающее действие и будет обеспечена нормальная работа циркуляционных насосов. Для облегчения создания сифона включается эжектор 12 циркуляционной системы, рабочий пар для которого берут либо из уравнительной линии деаэраторов, либо из паропровода свежего пара. После отсоса воздуха из водяной системы конденсатора его заполняют циркуляционной водой (под действием атмосферного давления), а затем включают в работу циркуляционные насосы. Далее *пускают в ход конденсатные насосы 13*. Для этого предварительно в конденсатор 9 добавляют химически очищенную воду (до уровня, предусмотренного инструкцией), открывают воздушники насосов, сообщающихся с паровым пространством конденсатора, и опробуют конденсатные насосы и их блокировки на холостом ходу (при закрытых напорных задвижках). После этого закрывают задвижку перед клапаном автоматической рециркуляции 21 в конденсатор, но открывают задвижку ручной рецирку-

ляции. Это необходимо для того, чтобы при отсутствии подачи пара в конденсатор не произошла полная откачка конденсата с последующим срывом конденсатных насосов. После создания петли рециркуляции конденсатные насосы выходят на нормальный режим работы. Затем приступают к созданию в конденсаторе и турбине вакуума. Для этого используют пусковой 14 и основной 18 эжекторы. На пусковой эжектор сначала подают пар (либо свежий, либо из уравнительной линии деаэраторов), а затем открывают задвижки на линии отсоса паровоздушной смеси из конденсатора. После создания пусковым эжектором в конденсаторе небольшого вакуума (примерно 15—20 кПа) включают в работу основной эжектор 18.

В период набора вакуума с помощью пускового и основного эжекторов (и прогрева паропровода) проверяют работу элементов систем маслоснабжения, смазки, защиты и регулирования. Проверяются работа пускового масляного (если основной насос расположен на валу турбины), резервного и аварийного насосов, масляного реле давления и исправность электрических блокировок.

При работающих насосах системы смазки и гидророзъеме роторов проверяют работу ВПУ, включая его электродвигатель и вводя в зацепление шестерни устройства и вала турбины. При вращении ротора ВПУ «прослушивают» стетоскопом турбину (проверяют отсутствие задеваний в проточной части и концевых уплотнениях). После проверки работы ВПУ отключается.

Проверка систем защиты и регулирования выполняется при закрытых ГПЗ и ее байпасах и отсутствии давления перед стопорным клапаном во избежание разгона турбины. Проверяются закрытие стопорного клапана и обратных клапанов на линиях отборов при воздействии на золотники автомата безопасности с помощью кнопок у турбины и кнопки дистанционного отключения, а также плавность хода регулирующих клапанов под воздействием механизма управления как от ручного привода, так и дистанционного управления.

После проверки работы ВПУ появляется возможность ускорения набора вакуума, при котором допускается подача пара в турбину. Для этого ротор турбины снова приводят во вращение посредством ВПУ, из коллектора уплотнений подают пар на уплотнения турбины и включают эжектор уплотнений для отсоса паровоздушной смеси из последних камер концевых уплотнений турбины и штоков клапанов. Необходимо подчеркнуть, что *подача пара на*

уплотнения при неподвижном роторе категорически запрещена, поскольку это вызовет неизбежный тепловой изгиб ротора и интенсивную вибрацию при попытке увеличить частоту вращения.

Непосредственно перед толчком ротора необходимо механизм управления турбины поставить в положение минимальной частоты вращения; тогда при развороте турбины, когда вступит в работу система регулирования, частота вращения будет меньше номинальной. В дальнейшем механизмом управления можно будет плавно довести частоту вращения до синхронной.

Приведение ротора во вращение (толчок ротора) можно производить различными способами. Наиболее простым является толчок открытием одного из регулирующих клапанов: в этом случае можно очень тонко регулировать расход пара и точно поддерживать необходимую частоту вращения. Однако такой способ плох тем, что пар, выходящий из одной группы сопел, несимметрично обогревает корпус, вызывая его коробление. Поэтому такой способ практически не применяют.

Для турбин малой мощности и на умеренные начальные параметры пара для разворота турбины часто используют стопорный клапан. Такой способ особенно удобен в том случае, когда стопорный клапан имеет специальный небольшой клапан для тонкой регулировки расхода пара.

Наиболее часто для приведения турбины во вращение используют байпасную линию ГПЗ, по которой подают пар в турбину через все сопловые сегменты. Это не только обеспечивает симметричный обогрев корпуса в области паровпуска, но и уменьшает интенсивность теплообмена между паром и внутренней поверхностью сопловых коробок (поскольку то же количество пара проходит не через один, а через несколько сегментов, и тогда его скорость будет меньше).

В момент начала вращения ротора, когда в турбину начинает поступать свежий пар, в ней происходят такие же тепловые явления, как и в паропроводе. Поскольку корпус турбины холодный, происходит интенсивная конденсация пара, поэтому конденсат необходимо отводить из корпуса через дренажи.

Интенсивность теплового удара, возникающего при конденсации пара в холодной турбине, зависит от давления в турбине. Это давление будет тем меньше, чем меньше требуется пара для начала вращения ротора. Углубление вакуума в турбине перед подачей пара и достаточный разогрев масла, идущего

к подшипникам, уменьшают силы трения и давление в камере регулирующей ступени, возникающее в момент начала вращения ротора. Этому же способствует гидростатический подъем ротора.

Повышение частоты вращения ведут в соответствии с графиком пуска. Разгон ротора до номинальной частоты вращения производят не непрерывно, а руководствуясь следующими правилами.

1. В процессе разворота производятся выдержки, при которых частота вращения остается неизменной. Эти выдержки необходимы для равномерного прогрева ротора и корпуса турбины для удержания в допустимых пределах относительного удлинения ротора и температурных напряжений в роторе и корпусе. Необходимость прогрева ротора на малых частотах вращения особенно важна для пуска из холодного состояния, когда из-за высокой критической температуры хрупкости материала ротора имеется опасность хрупкого разрушения. В начальный период пуска из холодного состояния необходима выдержка для удаления из корпуса турбины образующегося конденсата.

2. Критические частоты валопровода следует проходить быстро, не давая развиваться интенсивным колебаниям.

3. При появлении повышенной вибрации следует снизить частоту вращения и прогреть турбину при этой частоте. В большинстве случаев повышенная вибрация при пуске возникает из-за временного теплового прогиба вала или временного коробления корпуса вследствие несимметричного прогрева. Если при последующей попытке поднять частоту вращения вибрация не возникает, то можно продолжать повышать частоту вращения. В противном случае турбину надо остановить и выяснить причину повышенной вибрации.

4. В процессе разворота необходимо периодически «прослушивать» турбину стетоскопом. При возникновении задеваний необходимо снизить частоту вращения. При прекращении задеваний следует дополнительно прогреть турбину и опять поднять частоту вращения. Если задевания ликвидировать не удастся, то следует остановить турбину и выяснить их причину.

5. В процессе разворота необходимо внимательно следить за работой всех систем турбины и конденсатора, за температурным состоянием корпуса турбины. Особенно внимательно надо следить за уровнем конденсата в конденсаторе, не допуская его повышения за счет увеличивающегося расхода пара; избыток конденсата следует отводить в де-

азратор, если химическим анализом подтверждается его нормальное качество.

Температура масла на входе и выходе из подшипников должна тщательно контролироваться. На первом этапе пуска, в частности при опробовании системы смазки, охлаждающая вода на маслоохладитель не подается, поскольку температура масла и так мала и его смазочные свойства недостаточны. Пуск турбины разрешается только по достижении температуры масла не меньше 30 °С. В дальнейшем температура масла будет повышаться за счет трения в масле при вращении ротора, и поэтому в определенный момент на маслоохладители следует подать охлаждающую воду. Обычно на выходе из маслоохладителя поддерживается температура масла на уровне 45 °С, а на выходе из подшипников — не более 65 °С.

Разница температур верха и низа цилиндра строго ограничивается для каждой турбины. *Обычно предельно допустимое значение разности температур верха и низа цилиндра находится на уровне 50 °С*, причем требуется продолжать прогрев до уменьшения этой разности до 30—35 °С. Так же строго ограничивается разность температур фланца и шпильки, обычно не выходящая за пределы 20—30 °С.

Работа турбины вблизи номинальной частоты вращения называется холостым ходом. При холостом ходе турбина мощности не вырабатывает, а вся энергия поступающего пара расходуется на преодоление трения в масляном слое подшипников и трения ротора турбины о пар. При таком режиме пар, протекающий через турбину, сильно разогревается, а температура ее выходной части повышается. Это грозит появлением расцентровок и повышением вибрации. Поэтому время холостого хода по возможности ограничивают.

С помощью механизма управления доводят частоту вращения ротора турбины до синхронной и на этой частоте проводят вторичную проверку работы систем защиты и регулирования.

В процессе всех проверок турбина должна работать устойчиво. При неустойчивом холостом ходе эксплуатация турбины запрещается. Опробуются кнопка ручного выключателя турбины и кнопки дистанционного отключения турбины, расположенные на щите. При этом должны закрыться стопорные и регулирующие клапаны, а частота вращения должна медленно уменьшаться. Воздействием на

электрические контакты проверяют срабатывание реле осевого сдвига и работу реле давления. Воздействием на механизм управления проверяют плавность перемещения регулирующих клапанов.

Последней операцией перед синхронизацией турбины является проверка срабатывания автомата безопасности на холостом ходу путем подачи к бойкам масла для выбивания бойка или смещения кольца. *Работа турбины с неисправным автоматом безопасности не допускается.*

После синхронизации машины и включения ее в сеть начинается немедленный **набор нагрузки** в соответствии с пусковой инструкцией. В процессе нагружения необходимо осуществлять контроль за всеми параметрами, перечисленными при рассмотрении этапа разворота турбины.

Следует подчеркнуть, что если для турбины небольшой мощности наиболее ответственным является этап начала вращения и прогрева на малой частоте, а процесс набора нагрузки не вызывает больших затруднений, то для мощных турбин наиболее ответственным является этап нагружения, когда с ростом расхода пара через турбину резко увеличивается интенсивность теплообмена. При повышенных толщине корпуса и диаметре ротора это вызывает в них значительные температурные напряжения, этот фактор ограничивает скорость набора нагрузки. Поэтому машинист турбины должен строго придерживаться графика нагружения, составленного и проверенного при отладке режимов. В процессе нагружения необходимо особенно внимательно следить за относительным удлинением ротора и при условиях, предусмотренных инструкцией, включать обогрев фланцевых соединений. При этом столь же внимательно следует контролировать разность температур фланца и шпильки, чтобы, подавая пар на обогрев шпилек, удерживать ее в определенных пределах.

В процессе разворота и нагружения турбины, когда расход пара в конденсатор непрерывно увеличивается, необходимо прикрывать клапан ручной рециркуляции конденсата в конденсатор, переводя его в ПНД и деаэратор. При достаточном расходе пара включают в работу автоматический клапан рециркуляции 21 (см. рис. 15.2), а клапан ручной рециркуляции закрывают. В дальнейшем уровень конденсата в конденсатосборнике поддерживается автоматически.

При определенной нагрузке, предусмотренной инструкцией, для теплофикационных турбин необходимо включить регуляторы давления пара в отборах, затем после проверки работы обратных клапанов открыть задвижки на линиях регулируемых отборов и подать пар на производство или в сетевые подогреватели. Этот этап одинаков для пуска неблочных и блочных турбин, и его мы рассмотрим ниже.

14.4.4. Пуск блочных паротурбинных установок

Особенности пусков блоков связаны прежде всего с различиями в тепловых схемах блоков и ПТУ неблочного типа. В блочной установке работа котла и работа турбины жестко связаны: пар, вырабатываемый котлом, может быть использован только в турбине блока (или не использован вообще), а турбина может получить пар только из котла данного блока. Поэтому пуск котла и пуск турбины в блоке стремятся совместить. Но условия надежной работы турбины и котла различны: если турбина может работать даже при весьма малых расходах пара, то надежная работа котла может быть обеспечена только при значительном расходе питательной воды. Таким образом, на ряде этапов пуска котел вырабатывает пар, который турбина не может использовать. Поэтому предусматриваются специальные устройства для обвода (байпасирования) турбины и сброса пара в конденсатор.

Пусковой обвод принципиально позволяет вести пуск блочных ПТУ точно так же, как и пуск неблочных ПТУ. Для этого необходимо сбрасывать пар в конденсатор и повышать параметры пара за котлом до тех пор, пока они не достигнут номинальных значений. Однако, во-первых, это будет очень неэкономично, а во-вторых, приведет к резкому усложнению оборудования станции, *поэтому пуск блочных установок из холодного состояния всегда осуществляют на скользких параметрах*, когда в процессе всего пуска и температура, и давление пара за котлом (перед турбиной) постепенно повышаются, достигая своих номинальных значений только при номинальной или близкой к ней нагрузке.

В схему блока органически входит не только котел, но и весь конденсатно-питательный тракт с его оборудованием: деаэраторами, питательной установкой и ПВД. Поэтому при пуске блока необходимо заботиться о пуске этого оборудования и его ре-

зервировании посторонними источниками пара, когда блок еще не работает.

Кроме ограничивающих факторов, аналогичных тем, которые действуют в неблочной ПТУ, при пуске блоков возникают дополнительные. Прежде всего блочные ПТУ существенно сложнее, чем ПТУ неблочного типа: во многих случаях они выполняются с промежуточным перегревом, с большим числом цилиндров и сложной системой регенерации. Во многих случаях режим пуска определяется условиями работы не ЦВД, а ЦСД.

Важное значение при пусках приобретает безопасный прогрев паропроводов и арматуры, которые, особенно в условиях сверхкритического давления, имеют толстые стенки, вследствие чего в них возникают высокие температурные напряжения.

Режим пуска блока может диктоваться и условиями работы котла: надежностью работы поверхностей нагрева, барабана, сепаратора, пароперегревателя и др.

Пусковые схемы блоков. К пусковым схемам блоков предъявляются ряд жестких требований. Они должны обеспечивать возможность пуска блока из любого состояния, т.е. после простоя любой продолжительности. Для этого паропроводы блока и турбину снабжают большим количеством дренажей, байпасами, системами прогрева паропроводов, фланцев, шпилек и др. Пуск должен быть надежным и экономичным. Должен обеспечиваться водный режим, при котором нормально работают тепловоспринимающие поверхности котла, а турбина не заносится отложениями.

Блоки строятся с барабанными и прямоточными котлами.

Пусковые схемы принято делить на одnobайпасные и двухбайпасные. Двухбайпасные пусковые схемы (рис. 14.3, а) содержат два обвода: быстродействующую редуционно-охладительную установку БРОУ-1, которая перепускает пар из паропроводов свежего пара в холодные нитки промежуточного перегрева, и БРОУ-2, направляющую пар из горячих ниток промежуточного перегрева в конденсатор. При пуске турбины в быстродействии БРОУ нет необходимости. Однако эти устройства используются не только при пусках, но и при резких сбросах нагрузки и аварийных режимах, когда клапаны ЦВД и ЦСД ограничивают пропуск пара в турбину, а котел продолжает его вырабатывать. В этих случаях и необходимо быстродействие. БРОУ, особенно для блоков сверхкритического давления пара, явля-

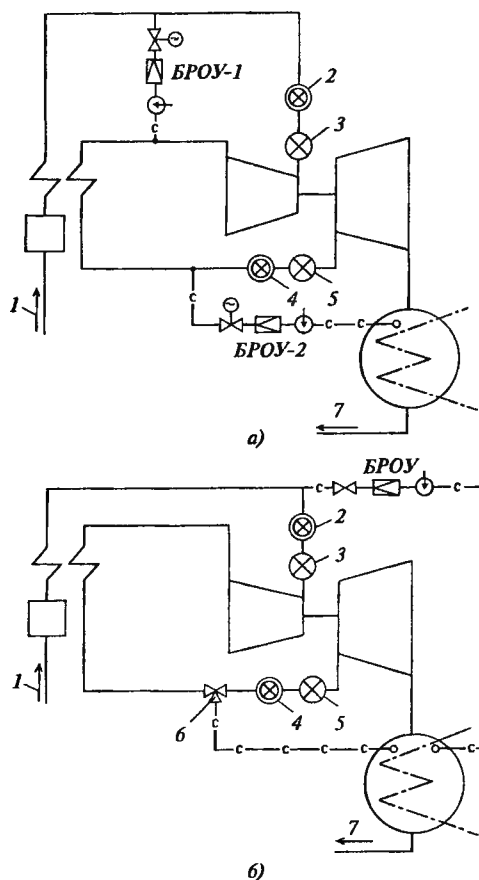


Рис. 14.3. Принципиальные пусковые схемы блоков:

а — двухбайпасная; б — однобайпасная; 1 — питательная вода в котел; 2, 3 — стопорный и регулирующий клапаны ЦВД; 4, 5 — то же ЦСД; 6 — сбросной клапан; 7 — конденсат в систему регенерации

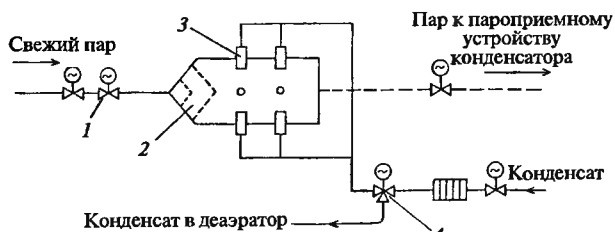


Рис. 14.4. Схема БРОУ

ется сложным, дорогим и не всегда достаточно надежным устройством. Схема БРОУ показана на рис. 14.4. Расход пара через БРОУ регулируется дроссельным клапаном 1. Уменьшение давления пара осуществляется в дроссельных решетках 2, установленных внутри корпуса БРОУ. Для охлаждения пара через регулирующий клапан 4 внутри БРОУ впрыскивается конденсат через форсунки 3.

В России энергоблоки выполняются с однобайпасной пусковой схемой (рис. 14.3, б).

Пусковая схема блока с барабанным котлом. На рис. 14.5 показана упрощенная двухбайпасная пусковая схема конденсационного блока с барабанным котлом. Для простоты показано только по одной нитке свежего пара и пара промежуточного перегрева, по одному стопорному и регулирующему клапану ЦВД и ЦСД, по одному эжектору и конденсатному насосу. Не изображены регулируемые отборы, схемы уплотнений (концевых и штоковых клапанов) и конденсационной установки, аналогичные схемам, приведенным на рис. 14.2. Не показаны также линии отсоса воздуха из подогревателей.

Насыщенный пар, поступающий из барабана 1, перегревается в пароперегревателе и по паропроводу направляется к стопорному клапану 8. На каждом из паропроводов установлены пусковая задвижка 6 и ее байпас 7. Между паропроводами свежего пара установлена перемычка, к которой подключена БРОУ-1, перепускающая свежий пар в обход турбины в тракт холодного промежуточного перегрева.

На выходе из промежуточного пароперегревателя 2 перед стопорно-регулирующими клапанами ЦСД 25 на каждом из паропроводов установлено по одной БРОУ-2, которые направляют пар из тракта промежуточного перегрева в конденсатор 15 турбины (в его пускосбросное устройство 16).

При нормальной работе блока пар для работы основного эжектора 17 и эжектора уплотнений 13 берется из работающего деаэратора 3. При пуске турбины указанные источники пара не могут быть использованы, и тогда необходимо брать пар от постороннего источника (соседнего блока или общестанционной паровой магистрали). Этот же пар используется и для деаэрации питательной воды при пусках, работы эжекторов циркуляционной системы и пускового эжектора.

Для возможности прогрева паропроводов свежего пара и промежуточного перегрева, паропроводов подвода пара к БРОУ, стопорного клапана, перепускных труб к регулирующим клапанам, стопорно-регулирующих клапанов ЦСД предусмотрены дренажи, которые объединяются в коллекторе 26, подключенном к расширителю дренажей точно так же, как и в схеме, приведенной на рис. 14.2.

Характерной особенностью схемы с барабанным котлом является отсутствие необходимости внешней циркуляции питательной воды при его розжиге. Если барабан котла заполнен водой, а в его топке включены горелки, то начнется естественная циркуляция

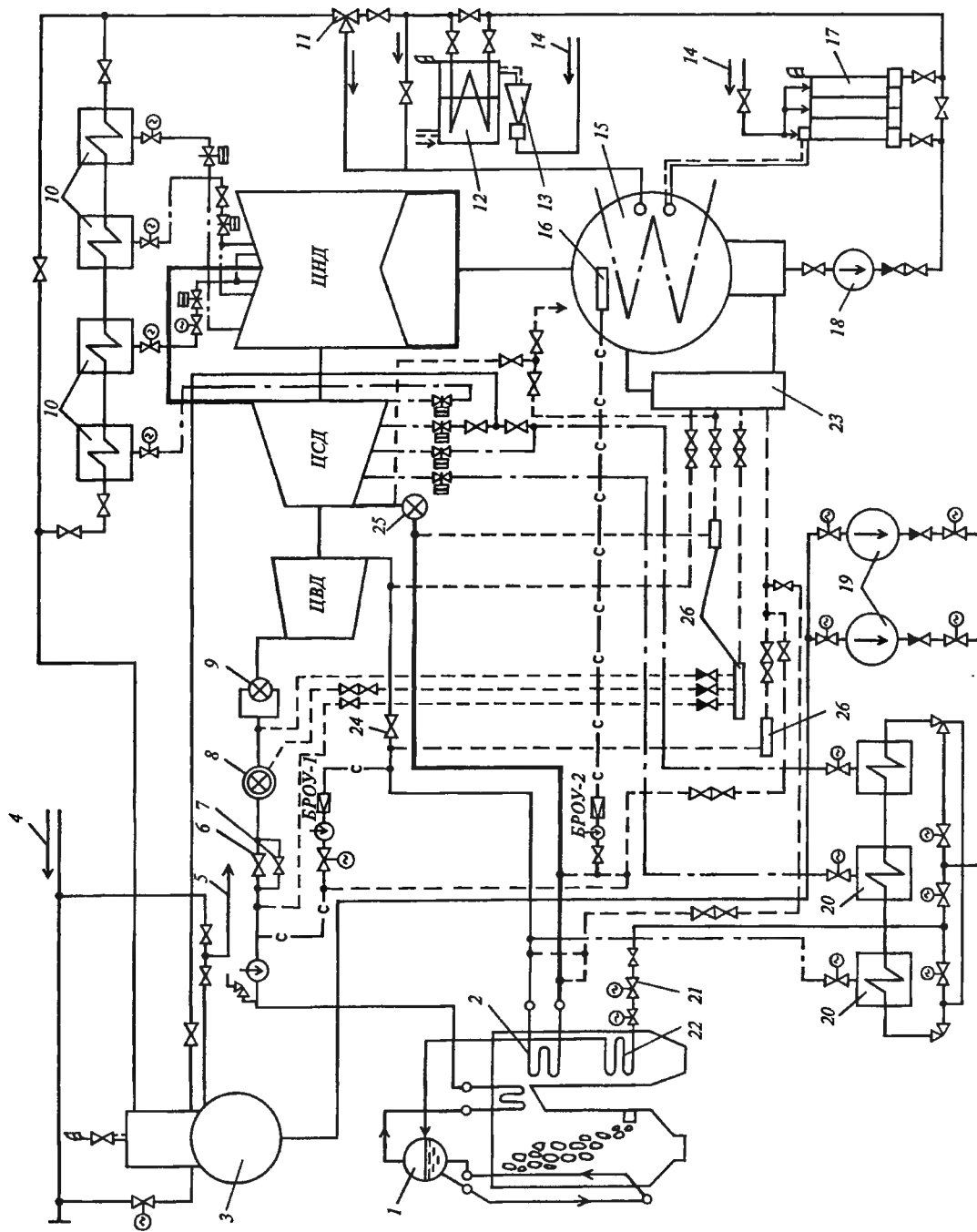


Рис. 14.5. Упрощенная пусковая схема блока с барабанным котлом:

1 — барабан; 2 — промежуточный теплообменник; 3 — деаэрационная установка; 4 — пар от постороннего источника; 5 — пар на эжекторы; 6 — ГПЗ; 7 — байпас ГПЗ; 8 — стопорный клапан; 9 — регулирующий клапан; 10 — ПВД; 11 — клапан рециркуляции; 12 — эжекторный охладитель; 13 — эжекторный охладитель; 14 — пар от деаэратора; 15 — конденсатор; 16 — пускособросное устройство; 17 — эжектор; 18 — конденсатный насос; 19 — питательные насосы; 20 — ПВД; 21 — питательный клапан; 22 — экономайзер; 23 — расширитель; 24 — сбросная задвижка; 25 — комбинированный стопорно-регулирующий клапан ЦСД; 26 — дренажные коллекторы

питательной воды из барабана по опускным трубам (расположенным вне топки) и затем по подъемным трубам (расположенным в топке) в барабан. За счет теплоты горящего топлива будет происходить образование пара в барабане, причем важно, что при отсутствии расхода пара из котла (в начале пуска) не требуется подача в него питательной воды.

Пусковая схема с прямоточным котлом. На рис. 14.6 показана пусковая схема моноблока с прямоточным котлом на сверхкритическое давление пара и с одним обводом. БРОУ, установленная на перемычке паропроводов свежего пара, при пусках

и сбросах нагрузки направляет пар непосредственно в пускоприемное устройство конденсатора. Для обеспаривания тракта промежуточного перегрева при сбросах нагрузки служат сбросные клапаны, направляющие пар также в конденсатор.

В отличие от барабанного прямоточный котел не может работать при малом расходе питательной воды через топочные экраны. Нормальная работа прямоточного котла возможна только при расходе воды, составляющем около 30 % номинального, и достаточно большом давлении. Это требует создания при пуске котла циркуляции нагреваемой среды.

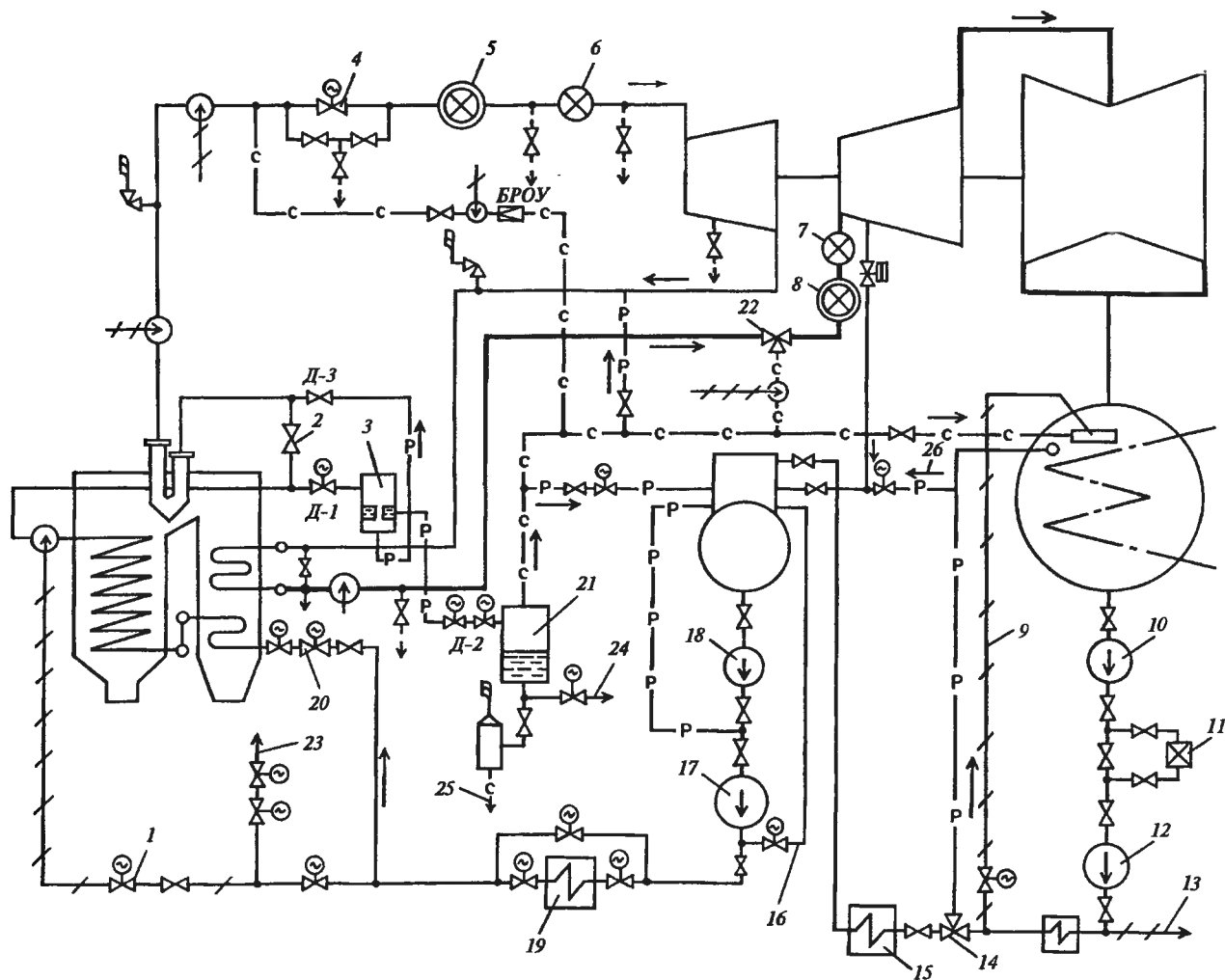


Рис. 14.6. Принципиальная пусковая схема моноблока с прямоточным котлом:

1 — регулирующий клапан впрыска; 2 — встроенная задвижка; 3 — встроенный сепаратор; 4 — ГПЗ; 5, 6 — стопорный и регулирующий клапаны ЦВД; 7, 8 — стопорный и регулирующий клапаны ЦСД; 9 — линия впрыска в конденсатор; 10, 12 — конденсатные насосы; 11 — БОУ; 13 — на впрыск в БРОУ; 14 — клапан рециркуляции; 15 — группа ПНД; 16 — линия рециркуляции; 17 — питательный насос; 18 — бустерный насос; 19 — группа ПВД; 20 — регулирующий питательный клапан котла; 21 — расточный расширитель; 22 — сбросной клапан; 23 — питательная вода в деаэрактор; 24 — в конденсатор; 25 — сброс в циркуляционный водовод; 26 — пар от постороннего источника

Поэтому для пуска котел оборудуется специальным растопочным узлом, состоящим из встроенной в тракт котла задвижки, дроссельного клапана Д-1, встроенного сепаратора, дроссельных клапанов Д-3 и Д-2 и растопочного расширителя, в котором поддерживается давление около 2 МПа.

Встроенная задвижка делит тракт котла на испарительную и перегревательную части. Перед растопкой котла встроенную задвижку и дроссельный клапан Д-3 закрывают и, несколько открывая дроссельный клапан Д-1, создают циркуляцию питательной воды по контуру конденсатор — деаэратор — питательный насос — испарительная часть котла — встроенный сепаратор — расширитель — конденсатор (приведен один из возможных вариантов циркуляции). При зажигании горелок котла сначала происходит нагрев воды, а затем во встроенных сепараторах образуется пар. Приоткрывая дроссельный клапан Д-3, подают образующийся пар в паропроводы свежего пара.

Теплота конденсата растопочного расширителя, направляемого в конденсатор, отдается циркуляционной воде и поэтому теряется, а образующийся в расширителе пар используется для различных целей: деаэрации питательной воды, прогрева паропровода промежуточного перегрева и т.п.

Пусковая схема оборудована дренажами (на рис. 14.6 не показаны) для возможности доведения паропроводов и арматуры до нужного перед толчком турбины температурного состояния. Дренажи заведены в коллекторы, а коллекторы соединены с расширителем дренажей аналогично тому, как показано на рис. 14.5.

При пусках турбины необходимо обязательно прогревать и паропроводы промежуточного перегрева во избежание конденсации поступающего в них из ЦВД пара и предотвращения возможности заброса конденсата в ЦСД. Выше упоминалось о возможности прогрева тракта промежуточного перегрева паром из растопочного расширителя, который широко используется для этой цели. Установившегося общепризнанного мнения о наиболее целесообразном источнике греющего пара в настоящее время не выработано. Наиболее часто для этой цели используют специальную редукционно-охладительную установку (РОУ), снижающую параметры свежего пара и подающую его в тракт промежуточного перегрева.

В настоящее время все шире внедряется способ пуска, при котором до приведения ротора во вращение прогрева тракта промежуточного перегрева не

производят, а начинают его после разворота турбины и проводят на малой частоте вращения при закрытых регулирующих клапанах ЦСД; пар, проходя ЦВД, поступает в тракт промежуточного перегрева, прогревает его и затем через сбросные клапаны ЦСД направляется в конденсатор. При этом турбина вращается паром с малой частотой, чтобы не произошел сильный разогрев ЦСД и ЦНД за счет трения.

Пуск блоков из холодного состояния. Пуск блока из любого состояния начинается с выполнения подготовительных операций и проверки возможности осуществления пуска.

Поскольку питание котла производится не от общего коллектора питательной воды, в баках запаса конденсата должен быть достаточный запас химически обессоленной воды и конденсата, бак деаэратора должен быть заполнен водой, химводоочистка должна обеспечивать возможность непрерывной подачи химически очищенной воды. Последнее особенно важно для блоков с прямоточным котлом, когда при горячей отмывке поверхностей нагрева определенное время питательная вода сбрасывается в циркуляционный водовод, и поэтому требуется постоянная подпитка.

Далее проверяется работа масляных насосов и системы смазки, ВПУ, систем защиты и регулирования точно так же, как это делается при пуске неблочной установки. Одновременно с проверкой указанных выше систем включается в работу конденсационная установка, как и при пуске неблочной установки. Следует подчеркнуть, что к моменту начала растопки котла необходимо поддерживать вакуум в конденсаторе примерно 45—55 кПа, поскольку пар из котла через БРОУ направляется в конденсатор.

Затем включают в работу ВПУ, прогревают паропроводы подачи пара на уплотнения и подают на них пар. Подготавливают к работе группу ПНД, соединяя их паровые пространства последовательно и с паровым пространством конденсатора для отсоса паровоздушной смеси. Включают в работу регулятор уровня воды в конденсаторе и подают питательную воду в деаэратор. Далее включают в работу деаэрационную установку, подавая в ее деаэрационные колонки пар от постороннего источника, и питательные насосы. Собирают схему каскадного слива конденсата греющего пара ПВД в конденсатор. Способ дальнейшего пуска зависит от типа котла.

Пуск блока с барабанным котлом. Пуск производят по пусковой схеме, приведенной на рис. 14.5. Необходимо приготовить к пуску трубопроводы блока: закрыть ГПЗ 6 и их байпасы 7 на паропрово-

дах свежего пара и задвижки 24 на холодных нитках промежуточного перегрева, подготовить к работе БРОУ, открыть дренажи паропроводов свежего пара, стопорного клапана и перепускных труб ЦВД, холодных и горячих ниток промежуточного перегрева, паропроводов регенеративных отборов, корпуса ЦВД, а также паропроводов БРОУ.

При давлении в конденсаторе турбины, равном 45—55 кПа, зажигают горелки котла, и через некоторое время в паропроводы свежего пара начинает поступать пар. Через БРОУ его направляют в конденсатор. В этот период необходимо внимательно следить за температурой выходного патрубка, которая возрастает вследствие сброса пара высокой температуры (обычно температура сбросного пара ограничивается 220 °С, а допустимая температура выходного патрубка составляет 120 °С). На этом этапе скорость прогрева паропроводов ограничивается значением, зависящим от толщины стенок и конструкции (следовательно, от начальных параметров пара). Обычно скорость прогрева ограничивается значением 3—4 °С/мин; она регулируется изменением температуры свежего пара и пара промежуточного перегрева с помощью обводной задвижки в котле. При достаточном давлении в барабане (примерно 0,2 МПа) открывают байпас ГПЗ и прогревают при закрытых регулирующих клапанах стопорный клапан и ГПЗ.

По мере увеличения форсировки котла параметры пара за ним растут. При давлении перед ГПЗ около 1—1,2 МПа и температуре 220—240 °С, а в паропроводах промежуточного перегрева при 0,15—0,2 МПа и 180 °С разрешается подача пара в турбину. Приведение турбины во вращение может осуществляться различными способами.

Лучшим способом для равномерного прогрева корпуса является пуск при полностью открытых стопорных и регулирующих клапанах ЦВД и ЦСД путем подачи пара через байпас ГПЗ. Такой способ рассмотрен выше применительно к пускам неблочных ПТУ. Однако для блоков такой способ имеет особенность, связанную с низкими параметрами пара перед ГПЗ. Поэтому в ряде случаев пропускной способности байпаса не хватает для разгона турбины при фиксированной на период пуска форсировке котла. Поэтому наряду с этим способом нашел применение и способ разгона турбины путем постепенного одновременного открытия регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД (при полностью открытых ГПЗ, стопорных и регулирующих клапанах ЦСД). Отрицательный эффект такого способа в значительной

степени сглаживается низкими параметрами пара, когда для приведения ротора во вращение требуется значительное открытие клапанов; обычно в этом случае при частоте вращения, близкой к номинальной, регулирующие клапаны оказываются полностью открытыми.

Повышение частоты вращения ротора до номинальной производится с соблюдением точно таких же требований, как и при разгоне ротора неблочной турбины. Отличие состоит в том, что в процессе разгона изменяются параметры пара — давление и температура. Следует подчеркнуть, что выполнение пускового графика по температуре является достаточно трудной операцией и возможно лишь при исправной автоматике пусковых впрысков конденсата в паропровод свежего пара и точном регулировании температуры промежуточного перегрева. Обычно требуется, чтобы отличие температуры задания от реальной температуры было не более чем на ± 20 °С.

При достижении частоты вращения 47,5—48,5 с⁻¹ температура свежего пара составляет 270—290 °С, давление перед ГПЗ-1 — 1,3 МПа, температура перед ЦСД — 240—260 °С. К этому же времени значительно углубляется вакуум.

Механизмом управления турбина выводится на холостой ход. Осуществляется проверка работы систем защиты и регулирования так же, как это делается для турбин неблочного типа.

Затем генератор включается в сеть и работает с небольшой нагрузкой (примерно 10 МВт). Дальнейший набор нагрузки производится при полностью открытых регулирующих клапанах и всей запорной арматуре до них. Увеличение мощности происходит за счет постепенного повышения в соответствии с графиком температуры и давления пара, а также производительности котла (пуск на скользящих начальных параметрах). При таком пуске происходит одновременный прогрев паропроводов свежего пара и промежуточного перегрева. На этом этапе скорость прогрева паропровода допускается существенно меньшей и составляет 1—1,5 °С/мин. Это связано с повышающейся интенсивностью теплообмена из-за увеличивающегося расхода пара.

По мере нагружения турбины турбоустановку подготавливают к постоянному режиму работы. Через короткое время после включения турбогенератора в сеть (через 15—20 мин), когда исключается возможность конденсации пара в паропроводах, закрывают дренажи паропроводов свежего пара и промежуточного перегрева и арматуры, расположенной на них.

При определенной нагрузке, предусмотренной инструкцией, когда давление в турбине в месте отбора пара на деаэрагор превысит давление в нем, деаэрагор переводят с работы паром от постороннего источника на работу паром из отбора. При нагрузке около половины номинальной включают в работу ПВД, предварительно проверив их защиту от переполнения. На определенном этапе подключают теплофикационную установку.

Пуск блоков с прямоточными котлами. Рассматриваемый пуск из холодного состояния имеет ряд особенностей. Подготовка паропроводов к пуску состоит (см. рис. 14.6) в закрытии ГПЗ и их байпасов, стопорных клапанов ЦСД и БРОУ. Дроссельный клапан Д-3 на отводе пара из встроенных сепараторов котлов закрывается, и начинается растопка котла.

Подача пара для прогрева паропроводов свежего пара производится при температуре питательной воды перед встроенной задвижкой около 260 °С (и при номинальном давлении питательной воды). Открытие дроссельного клапана Д-3 должно производиться очень осторожно, поскольку при этом давление в пароперегревателе и в паропроводе свежего пара возрастает до 0,3—0,4 МПа, чему соответствует температура насыщения 130—140 °С. При этом возможен тепловой удар и возникают высокие температурные напряжения. Учитывая это обстоятельство, растопку котла часто производят при открытом дроссельном клапане Д-3 (давление во встроенном сепараторе регулируется клапаном Д-1); тогда происходит плавное возрастание давления в последующем тракте. Прогрев паропроводов свежего пара ведут через дренажи при постепенном повышении его параметров.

Так же, как и при пуске из холодного состояния блока с барабанным котлом, требуется прогрев тракта промежуточного перегрева.

Прогрев паропроводов до ГПЗ ведут постепенно в соответствии с допустимыми скоростями прогрева; температура образующегося пара регулируется пусковыми впрысками конденсата.

Пуск паротурбинной установки с прямоточным котлом значительно усложнен его неспособностью выдать устойчиво перегретый пар низких параметров. Давление, при котором на выходе из прямоточного котла образуется перегретый пар, в зависимости от его конструкции составляет 1—3 МПа. Поскольку пар должен быть перегретым не менее чем на 50 °С, температура его перед началом вращения турбины составляет как минимум 250—300 °С.

Создание таких параметров пара перед ГПЗ и последующий пуск турбины открытием их байпасов либо привели бы к появлению в корпусе стопорного клапана, перепускных трубах и деталях турбины чрезмерно высоких температурных напряжений, либо значительно удлиннили бы время пуска. Поэтому в процессе пуска осуществляют предварительный прогрев стопорного клапана и перепускных труб путем приоткрытия стопорного клапана и подачи пара через байпасы ГПЗ при открытых дренажах и закрытых регулирующих клапанах ЦВД. При этом происходит и частичный прогрев корпусов регулирующих клапанов. Аналогично производят и предварительный прогрев стопорных и регулирующих клапанов ЦСД паром, поступающим на прогрев тракта промежуточного перегрева.

Приведение во вращение, разворот и первоначальное нагружение турбины осуществляют аналогично тому, как это делается для блока с барабанным котлом. Эти операции можно проводить при полностью открытых клапанах (стопорных и регулирующих) ЦВД и ЦСД путем подачи свежего пара через байпас ГПЗ. После полного открытия байпаса открывают ГПЗ, и дальнейшее регулирование нагрузки блока производится изменением расхода топлива в котел в соответствии с требуемыми графиками изменения температуры, давления и расхода пара.

На первом этапе увеличение нагрузки происходит за счет открытия дроссельного клапана Д-1. После полного его открытия перед турбиной устанавливается определенное давление. В этот момент необходимо осуществить *перевод блока на номинальное давление перед турбиной* путем прикрытия регулирующих клапанов для повышения давления перед ними и открытия встроенной задвижки при одновременном отключении пусковых сепараторов. Для деталей блока перевод давления является весьма ответственным моментом, так как некоторые из деталей паровпуска (например, корпуса регулирующих клапанов или перепускные трубы, расположенные между регулируемыми клапанами и паровпускной частью турбины) в момент перевода давления могут оказаться недостаточно прогретыми из-за малой интенсивности теплообмена на первых этапах пуска. При резком подъеме давления возрастает температура насыщения, которая может значительно превысить температуру металла клапана. В этом случае произойдет тепловой удар с конденсацией пара. Циклическое повторение таких режимов от пуска к пуску приведет к появлению трещин термической усталости. Поэтому либо этап перевода давления надо осуществлять достаточно длительно,

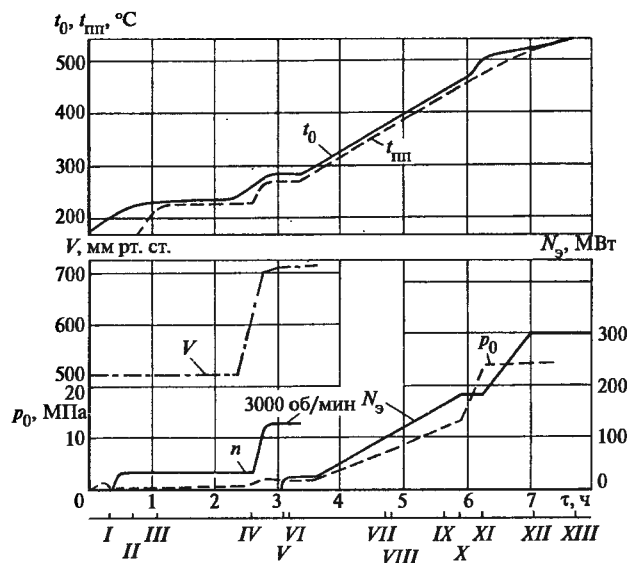


Рис. 14.7. График-задание пуска моноблока с турбиной ЛМЗ К-300-23,5 из холодного состояния:

V — вакуум в конденсаторе

либо использовать другую технологию пуска, исключаяющую этап перевода давления.

На рис. 14.7 в качестве примера показан график-задание пуска моноблока с турбиной К-300-23,5 ЛМЗ из холодного состояния. Приведение турбины во вращение (момент I) производится после прогрева главных паропроводов и стопорных клапанов при достижении давления свежего пара 0,5—0,6 МПа и после получения перегретого свежего пара с температурой примерно 200 °С. Турбина за 15 мин выводится на частоту вращения 800 мин⁻¹, температура перед ней с помощью пусковых впрысков питательной воды начиная с момента II поддерживается на уровне 230 °С, и производится прогрев роторов в течение 2 ч. Одновременно ведется прогрев тракта промежуточного перегрева при закрытых стопорных клапанах ЦСД со сбросом пара в конденсатор. Затем повышается температура пара $t_{пп}$ перед ЦСД, в него подается пар (момент III) и происходит его прогрев.

По окончании прогрева (момент IV) турбина выводится на синхронную частоту вращения, выполняются все необходимые проверки, и генератор турбины включается в сеть (момент V). Тут же берут начальную нагрузку в 20—25 МВт. К этому моменту за счет форсировки котла температура пара перед цилиндрами достигает 270—300 °С и начинается интенсивный прогрев турбины. Для удержания относительного расширения ротора в допустимых

пределах включается (момент VI) прогрев фланцев и шпилек ЦВД и ЦСД.

Последующее нагружение блока ведется на скользящих параметрах. Все большая часть пара из сепараторов котла направляется в турбину, и в момент VII котел переходит на прямоточный режим. Одновременно с повышением мощности в момент $VIII$ начинается прогрев турбопитательного насоса и в момент IX переход на работу с ним (пуск турбины начинается при работе с питательным электронасосом). К моменту X исчерпывается пропускная способность пускового узла котла и производится перевод давления на номинальное (момент XI) с открытием встроенной задвижки котла и отключением его пускового узла. В момент XII нагружение турбины заканчивается при температуре пара перед цилиндрами 520 °С. В последующие 40 мин температуры t_0 и $t_{пп}$ выводятся на номинальные значения (в момент $XIII$).

14.5. ОСОБЕННОСТИ ПУСКА ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

Пуск теплофикационных турбин с конденсацией отработавшего пара осуществляют так же, как и пуск конденсационных турбин до тех пор, пока давления в патрубках отбора не достигнут вполне определенных значений, соответствующих диапазону допустимых давлений в отборах. Поэтому одновременно с разворотом и нагружением турбины осуществляют подготовку теплофикационной установки к приему греющего пара.

14.5.1. Включение теплофикационной установки

На рис. 14.8 показана принципиальная схема установки подогрева сетевой воды, позволяющая рассмотреть все этапы ее пуска.

При включении теплофикационной установки следует четко сознавать, что она, как и конденсационная установка, по существу является частью турбины. Неправильные действия на оборудовании теплофикационной установки угрожают аварией не только ей самой, но и турбине. Исходя из этого, можно сформулировать некоторые общие принципы подключения установки для нагрева сетевой воды.

1. Нагружение любого сетевого подогревателя, осуществляемое увеличением расхода сетевой воды через него и повышением ее температуры на выходе, должно проводиться медленно и плавно со скоростями, оговоренными в инструкции. Превышение скоростей нагружения приводит к появлению

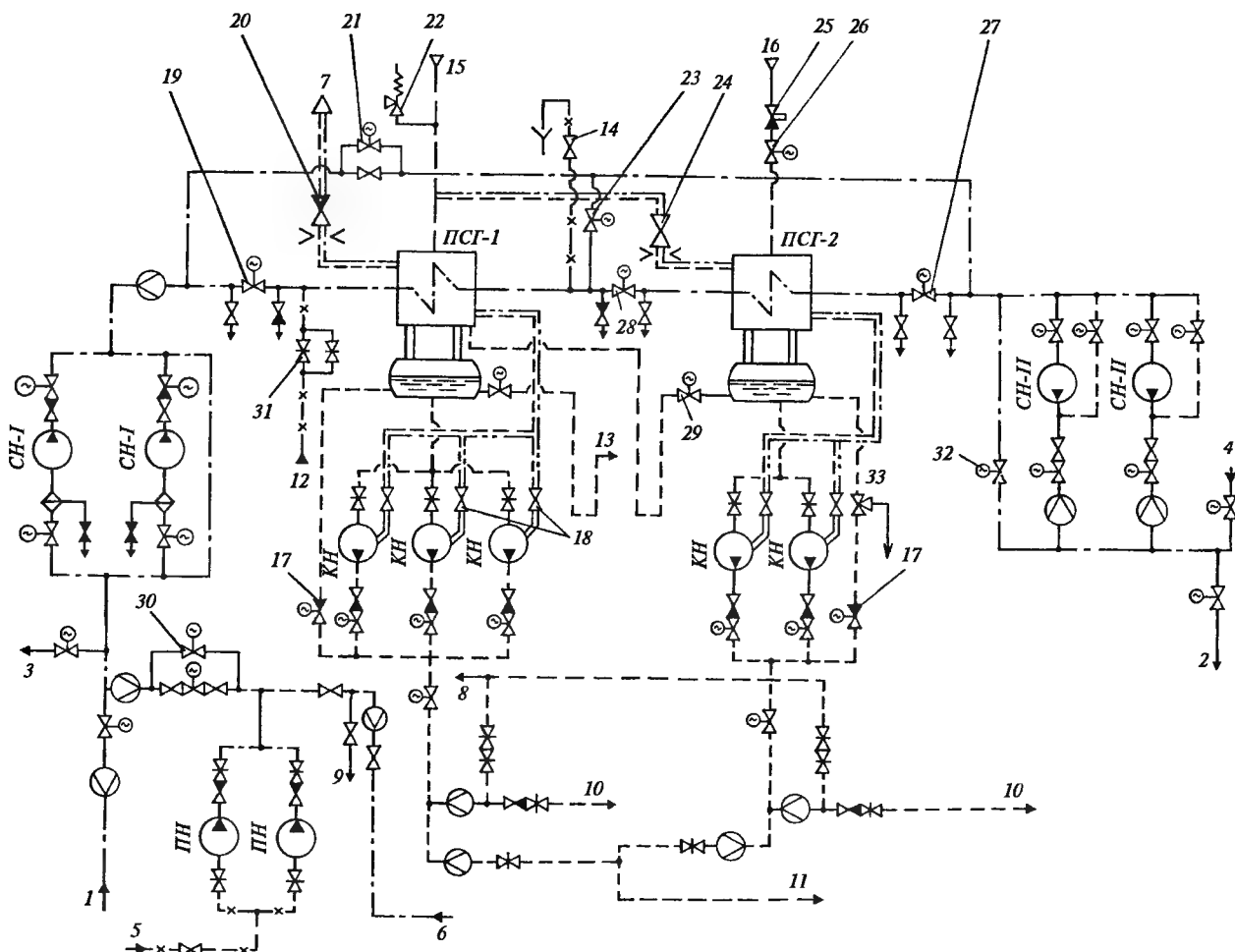


Рис. 14.8. Типичная схема теплофикационной установки с двумя отопительными отборами:

1, 2 — сетевая вода из теплосети и в теплосеть; 3 — сетевая вода в коллектор обратной сетевой воды; 4 — то же от коллектора прямой сетевой воды; 5 — подпиточная вода из водоподготовительной установки; 6 — то же из технического или питьевого водопровода; 7 — отсос паровоздушной смеси в конденсатор; 8, 9 — аварийный и контрольный сливы; 10 — в линию основного конденсата турбин; 11 — на обессоливающую установку; 12 — химически очищенная вода на заполнение подогревателя ПЦГ-1; 13 — слив в конденсатор; 14 — вентиль для контроля за поступлением химически очищенной воды в трубку подогревателя ПЦГ-1; 15, 16 — пар из нижнего и верхнего отопительных отборов; 17 — задвижки на линиях рециркуляции конденсатных насосов; 18 — вентили на линиях отсоса воздуха из корпусов конденсатных насосов; 19 — задвижка на входе в ПЦГ-1; 20 — вентиль на линии отсоса паровоздушной смеси из ПЦГ-1 в конденсатор; 21 — задвижка на обводной линии подогревателей; 22 — предохранительный клапан; 23 — обводная задвижка ПЦГ-2; 24 — задвижка на линии отсоса паровоздушной смеси из ПЦГ-2; 25 — обратный клапан с принудительным закрытием; 26 — задвижка на линии подвода греющего пара из верхнего теплофикационного отбора; 27 — задвижка на выходе сетевой воды из ПЦГ-2; 28 — разделительная задвижка; 29 — задвижка на линии перелива конденсата греющего пара из ПЦГ-2 в ПЦГ-1; 30 — то же на линии подпитки теплосети; 31 — вентиль заполнения ПЦГ-1 очищенной водой; 32 — задвижка на линии рециркуляции сетевых насосов; 33 — клапан рециркуляции

в трубной системе повышенных температурных напряжений, в свою очередь провоцирующих нарушение закрепления трубок в трубных досках и ускоряющих коррозионные процессы в металле трубок. Это обычно заканчивается протечками сетевой воды в паровое пространство подогревателя и необходимостью его остановки для заглушения отверстий

поврежденных трубок в трубных досках или вальцовочных соединений.

2. В полном порядке должны быть автоматические системы поддержания уровня конденсата греющего пара в конденсатосборнике и системы питания и блокировок всех групп насосов, а также сигнализация об их состоянии. Для этого в соответ-

ствии с инструкциями выполняются их многократные проверки.

3. Пуск теплофикационной установки не должен приводить к загрязнению конденсатного тракта основного контура. Загрязнение конденсата и пара приводит к тяжелым повреждениям деталей турбин и трубной системы самих подогревателей. Поэтому на первом этапе пуска производится отмывка парового пространства образующимся конденсатом с его выводом из цикла, на втором — с его вводом в цикл через блочную обессоливающую установку (БОУ), на третьем — с вводом в обвод БОУ напорную в линию основного конденсата.

Прежде всего необходимо уяснить состояние теплофикационной установки перед пуском. С помощью задвижек она отключена от коллекторов обратной и прямой сетевой воды. Сетевые насосы и насосы конденсата греющего пара не работают. Пар в подогреватель ПСГ-2 не поступает, так как арматура на трубопроводах подвода пара из верхнего теплофикационного отбора турбины закрыта. В ПСГ-1 поступает пар из нижнего отбора турбины, так как запорной арматуры на линии подвода пара нет. Для конденсации этого пара через вентили 31 в трубную систему ПСГ подается небольшое количество химически очищенной воды. Она обеспечивает конденсацию поступающего небольшого количества пара, несколько нагревает химически очищенную воду, которая сбрасывается «на воронку» через вентиль 14 из трубной системы ПСГ-1. Задвижки 19, 21, 23 и 28 закрыты, и сетевая вода в ПСГ-2 не поступает. Образующееся небольшое количество конденсата греющего пара через гидрозатвор сливается в конденсатор.

Включение теплофикационной установки в работу в общем случае состоит из следующих основных этапов:

- 1) подготовки к включению;
- 2) включения системы циркуляции сетевой воды;
- 3) включения ПСГ-1;
- 4) включения ПСГ-2.

Подготовка к включению установки. Подготовка состоит из тщательного осмотра установки, проверки окончания всех ремонтных работ, исправности арматуры, измерительных приборов, регулирующих, указывающих и сигнальных систем.

Проверяется готовность к пуску сетевых насосов первого и второго подъемов и конденсатных насосов, откачивающих конденсат греющего пара из подогревателей. Электродвигатели должны быть в полном порядке. Проверяют состояние задвижек на стороне нагнетания (должны быть закрыты) и на стороне всасывания (должны быть открыты). От-

крывают воздушники на линиях отвода воздуха из корпусов насосов, заполняют насосы водой и закрывают воздушники. Подают воду на уплотнения насосов и на подшипники.

Проверяют давления в обратном и подающем коллекторах сетевой воды. В дальнейшем давление в подающем коллекторе должно поддерживаться с требуемой точностью включением рециркуляции насосов (задвижки 32) и изменением их числа в работе. Давление в коллекторе обратной сетевой воды должен поддерживать диспетчер теплосети. Летом, когда тепловая нагрузка мала, достаточно иметь в работе только сетевые насосы первого подъема. Зимой должны работать обе группы насосов.

Включение системы циркуляции сетевой воды. Задачей этого этапа является создание потока сетевой воды из коллектора обратной сетевой воды по обводной линии подогревателей в коллектор прямой сетевой воды с помощью сетевых насосов СН-I и СН-II (см. рис. 14.8) в количестве и с давлением в напорном трубопроводе, требуемыми диспетчером тепловой сети.

С этой целью задвижки 19, 28 и 27 на входе и выходе из подогревателей, а также задвижку 23 на байпасе закрывают, а обводную задвижку 21 и ее байпас открывают. Перед пуском циркуляционной системы должны быть открыты воздушники на трубопроводах сетевой воды, корпусах сетевых насосов и водяных камерах ПСГ-2.

Циркуляционная система заполняется сетевой водой. Для этого приоткрывают задвижки на всасывающей линии СН-I и задвижку 32 на линии рециркуляции СН-I и открывают задвижку подачи обратной сетевой воды к этим насосам. Так как воздушники открыты, то обратная сетевая вода вытесняет воздух, заполняя всю циркуляционную (точнее — обводную) систему, включая корпуса насосов СН-I и СН-II. Если возникают затруднения с заполнением системы, включают подпиточный насос ПН теплосети. Воздушники закрываются, заполненная система отключается от обратной магистрали, задвижка 32 закрывается.

Заполнение насосов водой позволяет осуществить проверку работы каждого из насосов и всей группы в целом. Выполняется последовательная проверка работы сетевых насосов при закрытой задвижке на напорной линии. В этом режиме насос может работать без запаривания всего несколько минут. Убедившись, что системы смазки подшипников и охлаждения сальников работают нормально, открывают задвижку рециркуляции 32 и напорную задвижку насоса. Давление за насосом должно

соответствовать требуемому инструкцией. Аналогичным образом проверяют насосы *СН-II*. Проверив все насосы, а также блокировки по включению резервных насосов, в работе оставляют по одному насосу первого и второго подъемов.

Последним этапом по включению системы циркуляции является обеспечение требуемых диспетчером теплосети давления и расхода прямой сетевой воды путем включения соответствующего числа сетевых насосов и приоткрытия задвижки рециркуляции 32.

Включение нижнего теплофикационного отбора. Подача греющего пара в *ПСГ-I* осуществляется при вполне определенных мощности турбины и температуре обратной сетевой воды. Напомним, что пуск турбины производится при конденсационном режиме, поэтому ее мощность практически однозначно определяет расход пара через нее и давления в камерах отборов турбины.

Включают сигнализацию и защиту предельного уровня конденсата в сборнике *ПСГ-I* и закрывают задвижку 13 на линии слива конденсата греющего пара из *ПСГ-I* в конденсатор (см. рис. 14.8). Поскольку в *ПСГ-I* поступает пар, то с его конденсацией повышается уровень конденсата в конденсаторе. Открывают задвижки на всасывающих линиях конденсатных насосов и воздушники на корпусах насосов; конденсат пара из нижнего теплофикационного отбора постепенно заполняет насосы, и воздушники закрываются.

Далее обычным образом последовательно проверяют работу всех конденсатных насосов сначала при закрытых напорных задвижках, а затем при работе на линию рециркуляции (задвижка 32). В работе оставляют один насос.

При достижении определенного уровня конденсата в сборнике *ПСГ-I* линию рециркуляции переводят в автоматический режим: клапан рециркуляции начинает поддерживать уровень в конденсаторе, отводя избыток конденсата в сливной водовод циркуляционной системы. Тем самым осуществляется отмывка подогревателя со стороны парового пространства.

Включается регулятор давления в нижнем отборе воздействием на его механизм управления. После вступления в работу регулирования в отборе устанавливают минимальное давление, указанное в инструкции.

Далее осуществляется взятие тепловой нагрузки. Для этого закрываются вентили 31 подачи химически очищенной воды, и сетевая вода постепенно переводится с обвода (постепенно закрываются

задвижки 21) на *ПСГ-I* (постепенно открываются задвижки 19 и 23). Этот перевод ведут очень плавно со скоростью, требуемой по инструкции.

При увеличении расхода сетевой воды через *ПСГ-I* ее температура на выходе начинает снижаться, так как снижается ее нагрев. Это приводит к уменьшению давления в нижнем отборе, и регулятор давления, стремясь его восстановить, откроет регулирующие клапаны ЦВД и прикроет регулирующие диафрагмы ЦНД (чтобы сохранить электрическую мощность). В результате тепловая нагрузка возрастет.

Далее осуществляется химический анализ конденсата греющего пара *ПСГ-I*, взятого из конденсатосборника, по которому можно оценить плотность трубной системы. В зависимости от его качества конденсат отправляют либо в БОУ, либо в линию основного конденсата.

Очень плавно, чтобы резко не снизить давление в конденсаторе, открывают задвижку 20 на трубопроводе отсоса паровоздушной смеси из *ПСГ-I* в конденсатор.

После окончательной отмывки парового пространства *ПСГ-I* закрывают задвижку сброса конденсата греющего пара в сбросной циркуляционный водовод и переводят его на БОУ.

Последней операцией является вывод температуры прямой сетевой воды на требуемую путем изменения задания регулятору давления. Это тоже очень ответственная операция, при которой ограничивается скорость повышения температуры сетевой воды. Обычно она не должна превышать 30 °С/мин. Конечно, должно выполняться ограничение по максимальному давлению в *ПСГ-I*.

При включении *ПСГ-I* и его нагружении необходимо вести тщательное наблюдение и за турбиной, так как при этом процессе существенно изменяются расходы пара через отдельные цилиндры и температурные условия выхлопа ЦСД и ЦНД. Особенно внимательно надо следить за давлением в камере регулирующей ступени, температурой баббитовой заливки колодок упорного подшипника и относительным расширением роторов. Эти параметры не должны выходить за допустимые пределы.

Включение верхнего теплофикационного отбора. Перед подключением верхнего отбора *ПСГ-2* отключен от турбины задвижкой 26 и обратным клапаном с принудительным закрытием 25. Задвижки 28 и 27 закрыты, сетевая вода в подогреватель не поступает, а проходит в теплосеть в обход через *ПСГ-I* и задвижку 23.

Перед пуском необходимо включить дренажи паропровода отопительного отбора для его прогрева и открыть задвижку 29 перелива конденсата греющего пара из ПСГ-2 в конденсатосборник ПСГ-1 через гидрозатвор.

Поскольку при работе двух подогревателей управляющим импульсом является давление в верхнем теплофикационном отборе турбины, то регулятор давления следует переключить на него.

Затем водяное пространство ПСГ-2 заполняется водой. Для этого открывают вентиль выпуска воздуха из ПСГ-2 и приоткрывают входную задвижку 28. Заполнив подогреватель сетевой водой, закрывают вентиль выпуска воздуха и полностью открывают задвижку 28.

Конденсатосборник заполняют водой, производят проверку работы конденсатных насосов и их блокировок, организуют рециркуляцию конденсата с включенным регулятором уровня конденсата греющего пара, после чего приступают к подаче пара в подогреватель.

Подключение подогревателя производится в диапазоне нагрузок, указанных в инструкции.

Медленно открывают задвижку 26 и открытием задвижки 27 берут начальную тепловую нагрузку (напомним, что основной расход сетевой воды в этот период проходит по обводной линии ПСГ-2). Дальнейшее нагружение осуществляется переводом сетевой воды с обвода на ПСГ-2 путем постепенного прикрытия задвижки 23 со скоростью, указанной в инструкции. В процессе подключения контролируется количество конденсата, который сначала сбрасывается из цикла, а затем переводится на обессоливание в БОУ или в линию основного конденсата.

Закрывается задвижка 29 на линии конденсата, сбрасываемого из ПСГ-2 в ПСГ-1. С помощью механизма управления регулятором давления установка выводится на заданную температуру прямой сетевой воды.

14.5.2. Пуск теплофикационного энергоблока

На рис. 14.9 показана пусковая схема энергоблока с турбиной Т-250/300-23,5 ТМЗ, а на рис. 14.10 — график-задание пуска его из холодного состояния.

Приведение турбины во вращение (момент II) производится после прогрева главных паропроводов и стопорных клапанов при достижении давления свежего пара 0,8—1,0 МПа и после получения перегретого свежего пара с температурой примерно 280 °С. Стопорные клапаны ЦВД должны быть прогреты до температуры 180—200 °С. Турбина за 15 мин выводится на частоту вращения 1400 мин^{-1} ,

температура перед ней с помощью пусковых впрысков питательной воды начиная с момента III поддерживается на уровне 280 °С, и производится прогрев роторов в течение 30—35 мин. Одновременно ведется прогрев тракта промежуточного перегрева при закрытых стопорных клапанах ЦСД со сбросом пара в конденсатор. Затем повышается температура пара $t_{\text{ип}}$ перед ЦСД, в него подается пар (момент III) и происходит его прогрев. Заметим, что длительность прогрева роторов ЦВД и ЦСД зависит от температуры верхней части корпуса ЦСД-1 в зоне паровпуска. Если она мала (ниже 100 °С), то длительность прогрева увеличивается до 1,5 ч.

По окончании прогрева турбина выводится на синхронную частоту вращения, выполняются все необходимые проверки, и генератор турбины включается в сеть. Тут же с помощью механизма управления турбиной прикрывают два последних регулирующих клапана, оставляя полностью открытыми только первые четыре клапана, и берут начальную нагрузку, составляющую не менее 15 МВт. К этому моменту за счет форсировки котла температура пара перед цилиндрами достигает 270—300 °С, и начинается интенсивный прогрев турбины. Для удержания относительного расширения ротора в допустимых пределах включается (момент V) прогрев фланцев и шпилек ЦВД и ЦСД.

Последующее нагружение блока ведется на скользящих параметрах. Все большая часть пара из сепараторов котла направляется в турбину, и в момент VII котел переходит на прямоточный режим. Одновременно с повышением мощности в момент VIII начинается прогрев турбопитательного насоса и в момент IX — переход на работу с ним (пуск турбины начинается при работе с питательным электронасосом). Именно в этот период времени, когда мощность турбины составляет 100—150 МВт, производится подключение сетевых подогревателей. К моменту XI исчерпывается пропускная способность пускового узла котла. Поскольку весь этот этап нагружения осуществлялся при четырех полностью открытых регулирующих клапанах (из шести), то пропускная способность котла исчерпывается при достижении начального номинального давления. Это позволяет исключить этап перевода турбины с текущего давления на номинальное и избежать опасностей, о которых говорилось выше. Встроенная задвижка котла полностью открывается, а его пусковой узел отключается. Дальнейший набор мощности осуществляется открытием пятого регулирующего клапана. В результате в момент XII нагружение турбины заканчивается при температуре пара перед ци-

1 — общестанционная магистраль; 2 — от пусковой котельной; 3 — к блокам; 4 — в конденсатор; 5 — коллектор собственных нужд блока; 6 — в циркуляционный водовод; 7, 8 — нормальная и аварийная подпитки блока; 9 — от насосов бака запаса конденсата; БОУ — блочная обессоливающая установка; БЭН — бустерный электронасос; ВЗ — всасывающая в тракт котла завлижка; ВК — всасывный сепаратор; ГПЗ — главная паровая завлижка; Д-7 — деаэрагор; Др — дрессельный клапан; ОКБ — охладитель конденсата бойлеров (ПСГ-1 и ПСГ-2); ОС — охладитель конденсата турбины; ПЗ — паровая завлижка; ППН — питательный турбонасос; ПЭН — питательный электронасос; ППБ — байпас промжуточного перегрева; ПСБУ — пускобросное устройство; Р-20 — растопочный клапан дренажа; РКБ — регулирующий клапан слива; РВ — редукционная установка; СЗ — сбросная завлижка; Ш — шайбовый набор

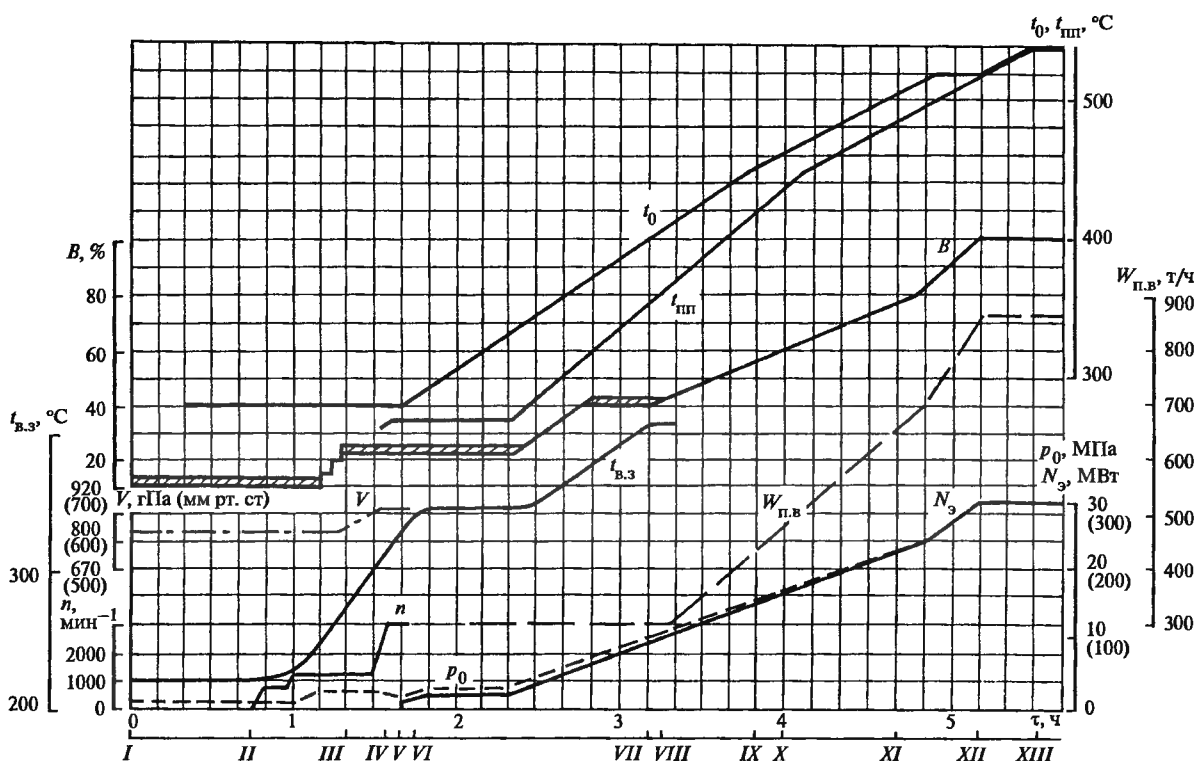


Рис. 14.10. График-задание пуска блока с турбиной Т-250/300-23,5 ТМЗ из холодного состояния (температура паровпускной части ЦВД равна 150 °С, а ЦСД — 100 °С):

I — розжиг горелок (форсунок); II — толчок ротора и начало прогрева тракта промежуточного перегрева; III — конец прогрева паропроводов промежуточного перегрева, открытие стопорных и регулирующих клапанов ЦСД-1 и закрытие сбросных задвижек перед ЦСД; IV — включение генератора в сеть, закрытие ПСБУ, открытие полностью первых четырех регулирующих клапанов турбины (угол поворота кулачкового вала 80°); V — включение системы обогрева фланцевого соединения корпуса ЦСД-1; VI — то же ЦВД; VII — переход котла на прямоточный режим; VIII — начало прогрева ПТН и включение нижнего отопительного отбора; IX — включение верхнего отопительного отбора; X — переход с ПЭН на ПТН; XI — открытие встроженных задвижек котла; XII — отключение системы обогрева фланцевых соединений корпусов ЦВД и ЦСД-1; XIII — выход на номинальные параметры пара; V — вакуум в конденсаторе; $W_{п.в}$ — расход воды на котел; B — расход топлива; $t_{в.з}$ — температура среды перед встроженной задвижкой

линдрами, составляющей 520 °С. Отключают обогрев фланцевых соединений ЦВД и ЦСД-1. В последующие 20 мин температуры t_0 и $t_{пп}$ выводятся на номинальные значения (в момент XIII).

14.6. ОСОБЕННОСТИ ПУСКА ТУРБОУСТАНОВОК С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ

Основная особенность пуска ПТУ с противодавлением связана с отсутствием конденсатора. Это обстоятельство, с одной стороны, упрощает пуск ПТУ, но с другой — делает невозможным пуск обычными способами.

Действительно, при нормальной работе турбины с противодавлением отработавший пар поступает в коллектор, а оттуда — к потребителю. Это означает, что давление на выходе из турбины на этапе пуска должно быть большим, чем давление в коллекторе

питания потребителя, часто составляющее 1,5 МПа. Поэтому принципиально пуск ПТУ с противодавлением может осуществляться двумя способами.

Первый способ состоит в том, что при отключенном коллекторе противодавления турбину пускают с выпуском пара в атмосферу до тех пор, пока давление в ее выходном патрубке не поднимется выше давления в коллекторе противодавления. Тогда можно переключиться на коллектор противодавления. Такой способ связан с большими потерями пара и может использоваться только для турбоустановок малой мощности. Для современных мощных турбин с противодавлением такой способ пуска недопустим.

Второй способ состоит в том, что после прогрева паропровода от станционного коллектора до ГПЗ приступают к прогреву турбины «с хвоста». При этом способе ГПЗ и ее байпас закрывают, а регули-

рующие и стопорные клапаны, а также дренажи корпуса турбины и паропровода от турбины до ГПЗ открывают. Подачу пара в цилиндр производят из коллектора противодавления с постепенным открытием сначала байпасной задвижки на линии отбора, а потом после полного ее открытия — самой задвижки. При всех этих операциях ротор турбины должен вращаться валоповоротным устройством.

Такой способ прогрева турбины, регулирующих и стопорных клапанов хорош тем, что позволяет плавно прогреть эти элементы. Вместе с тем его ограниченные возможности по температуре в ряде случаев затрудняют последующий пуск турбины (температура металла оказывается малой для пара, поступающего в турбину). Поэтому в некоторых установках металлоемкий стопорный клапан часто прогревают свежим паром при закрытых регулирующих клапанах.

Приведение во вращение ротора турбин с противодавлением осуществляют байпасом ГПЗ. После

разгона турбины и включения генератора в сеть принимают начальную нагрузку. При пуске турбина работает по электрическому графику до взятия нагрузки, равной 10—15 %. Только после этого включают регулятор давления и переводят турбину на работу по тепловому графику.

14.7. ОСОБЕННОСТИ ПУСКА ТУРБИН АЭС

14.7.1. Пусковые схемы блоков АЭС

Пусковые схемы двухконтурных АЭС обеспечивают пуск первого контура (это выполняет персонал реакторного отделения) и пуск второго контура (паротурбинного отделения). На рис. 14.11 показана упрощенная тепловая схема второго контура. АЭС имеет один коллектор свежего пара, на который работают отдельные парогенераторы ядерного реактора (обычно четыре — шесть). Из этого коллекто-

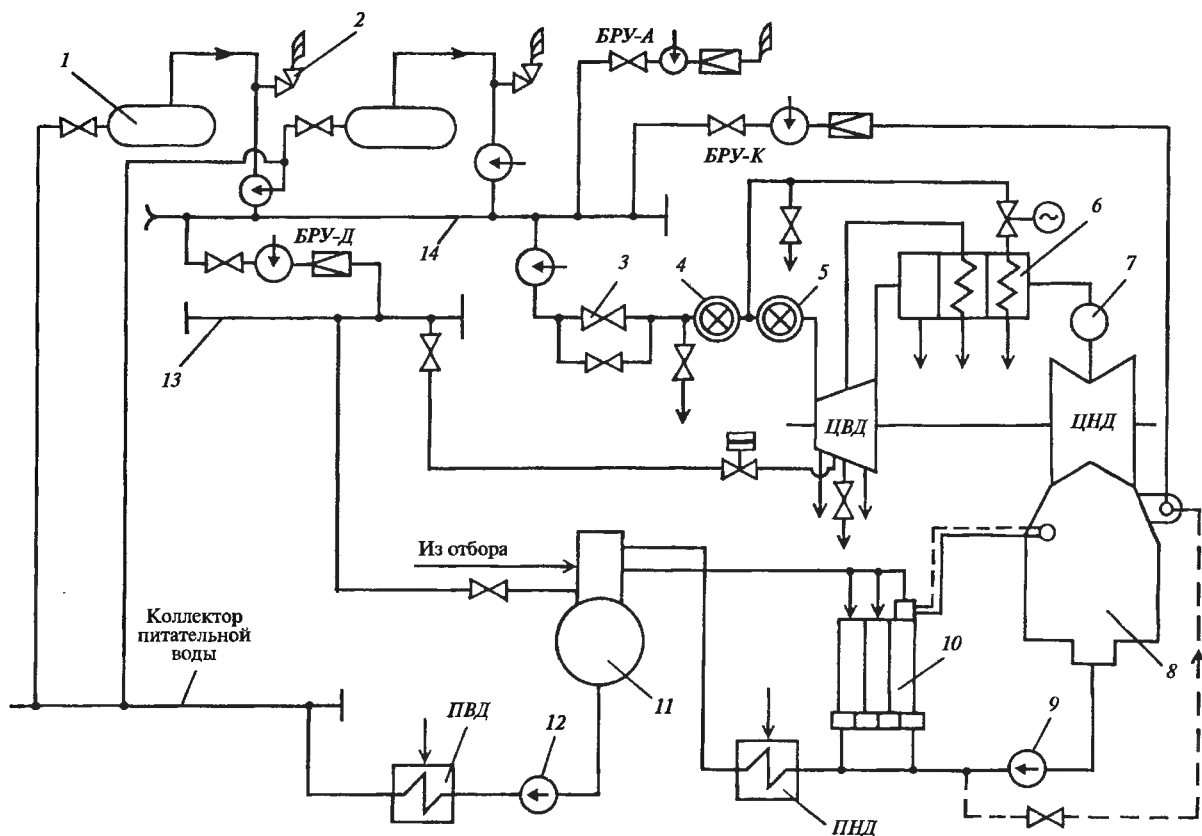


Рис. 14.11. Упрощенная тепловая схема второго контура двухконтурной АЭС:

1 — парогенератор; 2 — предохранительный клапан; 3 — ГПЗ; 4 — стопорный клапан; 5 — регулирующий клапан; 6 — СПП; 7 — стопорная заслонка; 8 — конденсатор; 9 — конденсатный насос; 10 — основной эжектор; 11 — деаэратор; 12 — питательный насос; 13 — коллектор собственных нужд; 14 — коллектор свежего пара

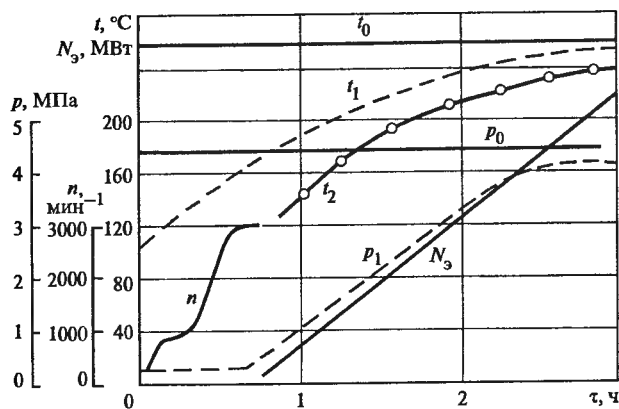


Рис. 14.12. График-задание пуска турбины К-220-4,3 ХТЗ из холодного состояния:

t_0, p_0 — температура и давление пара перед стопорным клапаном; t_1, p_1 — то же перед турбиной; t_2 — температура пара перед ЦНД

ра в нормальных условиях питаются две турбоустановки (на схеме изображена одна).

При пуске турбины после предварительного набора вакуума в конденсаторе часть пара сбрасывается в него через быстродействующую редукционную установку БРУ-К. Для питания деаэратора и эжекторов при пуске используется специальная быстродействующая редукционная установка БРУ-Д, подающая пар в коллектор собственных нужд. Схема снабжена дренажами, позволяющими прогреть главный паропровод до регулирующих клапанов, цилиндры турбины, паропровод к СПП.

Пуск турбины осуществляется при номинальных параметрах пара (рис. 14.12), поэтому температура его в ЦВД определяется только положением регулирующих клапанов, а в ЦСД — еще и расходом свежего пара на вторую ступень СПП.

Пусковая схема одноконтурных АЭС, кроме устройств, имеющих и в двухконтурной АЭС, должна исключать попадание из турбины в машинный зал радиоактивного пара. Для этого на концевые уплотнения цилиндров, штоков стопорных и регулирующих клапанов, а также эжекторов подается «чистый» пар из специального испарителя, питаемого конденсатом из деаэратора. При нормальном режиме работы пар для работы испарителя берется из отборов турбины, а в пусковых режимах — от редукционной установки БРУ-Д.

14.7.2. Пуск блоков АЭС из холодного состояния

Рассмотрим в качестве примера пуск мощного энергоблока АЭС, выполненной по двухконтурной

схеме, при температуре металла корпуса ЦВД турбины менее 80 °C. Пусковая схема второго контура показана на рис. 14.13.

При нормальном режиме работы пар, образующийся в парогенераторах 1 (на рис. 14.13 показан только один парогенератор), пройдя ГПЗ, поступает в ЦВД, а затем в СПП (показан только один корпус СПП). Сепарат из сепараторосборника 2 насосами 3 закачивается в деаэратор. Затем осуществляется промежуточный перегрев пара в двух ступенях, питаемых из первого отбора ЦВД и из паропровода свежего пара. Конденсат греющего пара из конденсаторосборников 4 сбрасывается в подогреватели высокого давления 5. Перегретый пар из СПП поступает в ЦНД (на схеме показаны только два ЦНД), на входе в которые установлены стопорные заслонки. Расширившись в ЦНД, пар конденсируется в конденсаторе, и отсюда конденсатными насосами первой ступени подъема 6 конденсат направляется через холодильники эжекторов к конденсатороочистке 7, а из нее — к конденсатным насосам второй ступени 8. Последние подают конденсат через систему регенерации низкого давления, питаемую паром ЦНД, в деаэратор. Из деаэратора питательный насос, приводимый конденсационной турбиной (показан один турбонасос), подает воду в парогенератор через систему регенерации высокого давления.

При нормальном режиме работы деаэраторы турбоустановки питаются паром из коллектора собственных нужд энергоблока, куда он подается из холодной нитки промежуточного перегрева (после ЦВД). Эжекторы конденсационной установки, циркуляционной системы, уплотнений используют пар из разделительной линии деаэраторов. Приводные турбины питательных установок используют пар из горячей нитки промежуточного перегрева (за СПП). Как правило, нормальное питание этого оборудования от отборов турбины возможно только при нагрузках, больших определенного минимума: при меньших нагрузках давления в отборах значительно уменьшаются и требуется переход на постоянный источник пара большего давления. Для этого используется быстродействующая редукционная установка собственных нужд энергоблока (БРУ-СН). Она уменьшает давление свежего пара до необходимого уровня, обеспечивая питание и деаэратора, и приводных турбин питательных насосов энергоблока из коллектора собственных нужд и даже подавая при необходимости пар в общестанци-

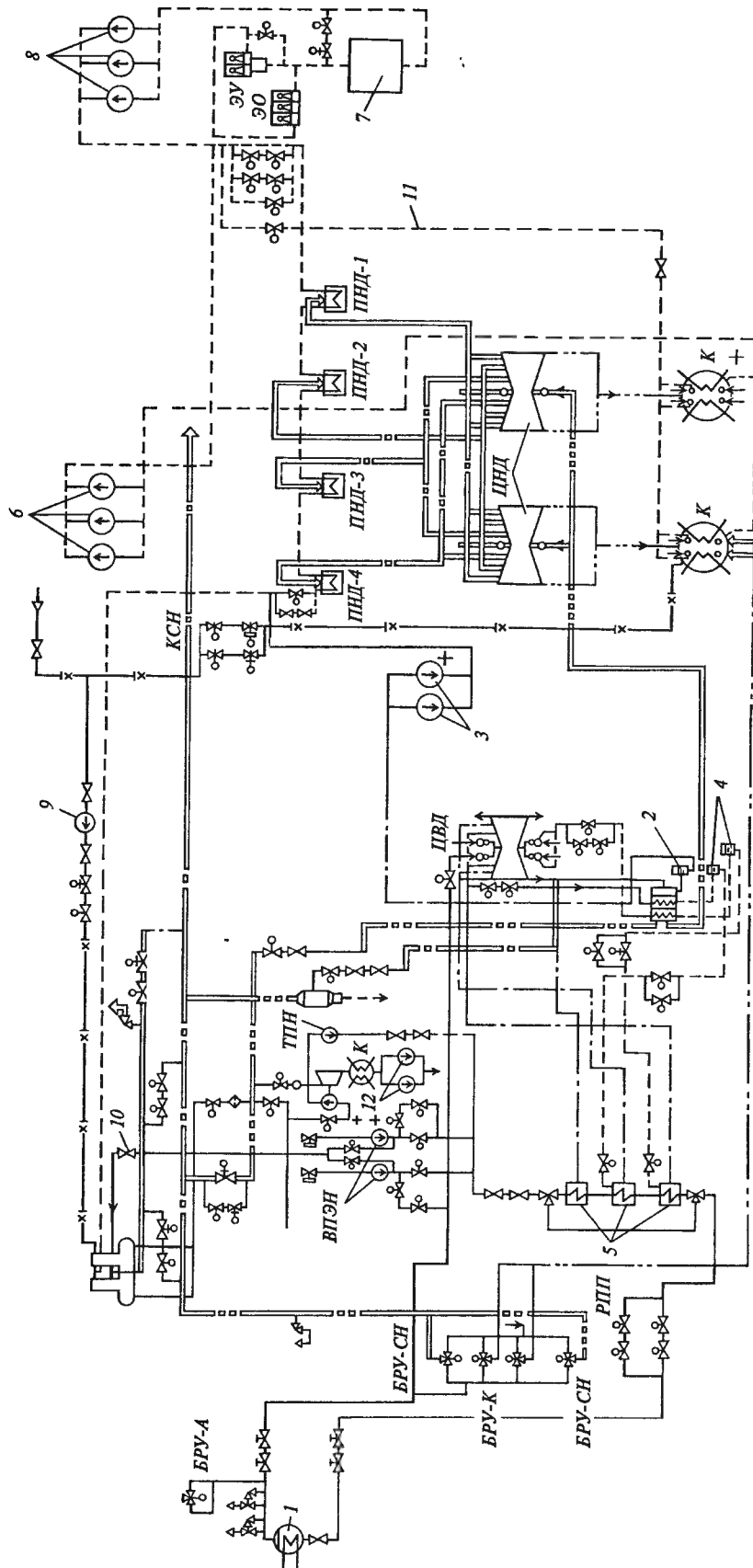


Рис. 14.13. Упрощенная пусковая схема мощного энергоблока АЭС:

1 — парогенератор; 2 — спаратосборник; 3 — насосы заправки спарата в деаэратор; 4 — конденсатосборники СПП; 5 — ПВД; 6 — конденсатные насосы первой ступени подъема; 7 — система конденсатоочистки; 8 — конденсатные насосы второй ступени подъема; 9 — насос для заполнения деаэратора химически очищенной водой перед пуском; 10 — линия рециркуляции; 11 — линия впрыска конденсата в пароприемное устройство конденсатора; 12 — конденсатные насосы приводной турбины питательного насоса; К — конденсатор; ТПН — турбопитательный насос; КСН — коллектор собственных нужд; ВПЭН — вспомогательный питательный электронасос; РПП — регулятор питания парогенератора; БРУ-А — быстродействующая редукционная установка для выпуска пара в атмосферу в аварийных ситуациях; ЭУ — эжектор уплотнений; ЭО — эжектор основной.

онный коллектор для питания оборудования соседнего энергоблока.

Переходя к описанию пуска энергоблока, необходимо сразу же отметить, что он выполняется в значительной степени автоматически по программам, заложенным в ЭВМ. Поэтому, описывая ниже работу оборудования, мы, по сути дела, будем рассматривать, какис команды «отрабатывает» оборудование энергоблока под воздействием автоматических систем управления. При неработающих автоматических системах эти операции должен выполнять оператор энергоблока.

Перед пуском энергоблока из общестанционного коллектора собственных нужд в коллектор собственных нужд энергоблока подается пар. Он будет использоваться тем оборудованием энергоблока, которое в нормальных условиях питается от работающей турбины. Перед пуском энергоблока его деаэраторы заполняются обессоленной водой и с помощью вспомогательных электронасосов (*ВПЭН*) организуется рециркуляция питательной воды через деаэратор. Подавая пар из коллектора собственных нужд в деаэратор, осуществляют деаэрацию питательной воды и заполнение ею барабана парогенератора. В дальнейшем уровень питательной воды в парогенераторе поддерживается специальным регулятором питания парогенератора (*РПП*), который изменяет расход питательной воды, подаваемой *ВПЭН* или турбопитательным насосом (*ТПН*).

Как обычно, пуск энергоблока начинается с пуска конденсационной установки, конденсатор которой в последующем будет принимать пар, вырабатываемый реакторной установкой и не идущий в турбину. Параллельно или до начала пуска конденсационной установки начинается пуск реакторной установки. Для этого разогревают первый контур сначала с помощью теплоты, выделяющейся за счет энергии остаточного тепловыделения твэлов и энергии потерь главных циркуляционных насосов, а затем и теплоты, подводимой нагревателями, установленными в компенсаторах объема. Далее производят пуск реактора. Во время всех этих процедур теплота через парогенератор передается во второй контур. Она используется для прогрева паропроводов свежего пара. Постепенное повышение давления в главных паропроводах до ГПЗ осуществляется по специальной программе воздействием на регулирующий клапан *БРУ-К* и дренажи паропроводов. Прогрев паропроводов, как обычно, во избежание гидравлических ударов ведется по участкам. Прогрев участка от ГПЗ до регулирующих (или стопорно-регулирующих) клапанов осуществляется

подачей пара через байпасы ГПЗ и сбросом образующегося конденсата через дренажи в расширительный бак. Паропроводы и расположенная на них арматура прогреваются с вполне определенной скоростью (паропроводы — со скоростью примерно 10 °С/мин, арматура — со скоростью 3 °С/мин) для того, чтобы избежать в них высоких температурных напряжений. Паропроводы и арматура считаются достаточно прогретыми, если их температура достигла 220—230 °С.

Далее осуществляется пуск в работу системы маслоснабжения. Последовательно проверяют работу всех насосов и автоматических блокировок их включения, уровни масла в главном и питающих (если они имеются) масляных баках. Затем при работающей системе смазки осуществляют пуск насосов системы гидростатического подъема роторов (основного и резервного), блокировок их двигателей и, наконец, ВПУ. Нормальная работа системы маслоснабжения должна обеспечивать требуемые значения определенных параметров, указанных в инструкции по обслуживанию: давления масла на уровне оси турбины (более 0,12 МПа), перед валоповоротным устройством (около 0,07 МПа), в системе гидростатического подъема (около 10 МПа), предусмотренные давления масла под поршнями сервомоторов стопорных и регулирующих клапанов, в импульсных линиях и линиях управления сервомоторами.

Далее обычным образом проверяется работа системы защиты.

После прогрева паропроводов и арматуры, расположенной на них, и достижения давления в конденсаторе, равного 28—30 кПа, осуществляют толчок и разворот ротора турбины (рис. 14.14). Непосредственно перед толчком открывают дренажи на трубопроводах отборов, из ресиверов, расположенных за СПП, из паропроводов греющего пара СПП. К этому времени должна нормально работать система концевых уплотнений, ротор должен вращаться валоповоротным устройством. С помощью механизма управления турбиной (если пуск неавтоматический) сначала открывают стопорные заслонки ЦНД, а затем в ЦВД подается пар и ротор приводится во вращение. Поскольку мощные турбины блоков АЭС имеют дроссельное парораспределение, при котором пар подается по всей окружности первой ступени, то с точки зрения равномерности прогрева корпуса турбины абсолютно безразлично, каким органом (регулирующим, стопорным клапанами, ГПЗ или ее байпасом) подавать пар в турбину. Однако удобнее всего это, конечно, делать регулирующими клапанами.

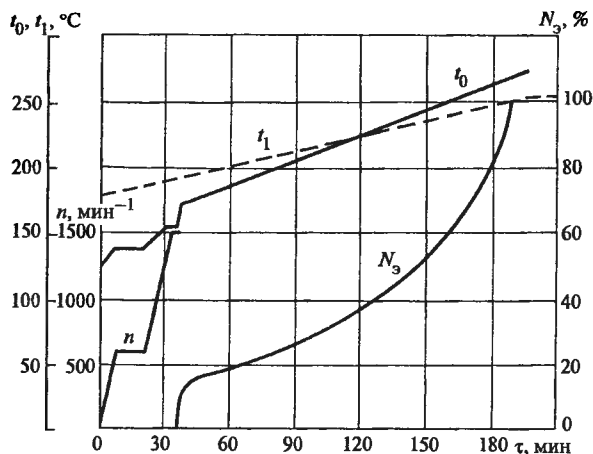


Рис. 14.14. График-задание пуска мощной турбины двухконтурной АЭС из холодного состояния:

n — частота вращения; N_3 — мощность; t_0 — температура пара за регулирующими клапанами; t_1 — температура пара перед ЦНД

Частоту вращения ротора доводят до 600 мин^{-1} , когда требуется примерно 15-минутная выдержка для прогрева корпуса ЦВД и исключения большой разности температур по фланцу, а также прогрева роторов ЦНД для исключения появления в них высоких температурных напряжений, способствующих росту возможных дефектов и приближающих ротор к состоянию хрупкого разрушения. После выдержки частота вращения повышается до синхронной, турбина выводится на холостой ход, и в таком режиме осуществляется проверка тепломеханического состояния турбины. Измеряются следующие параметры: разность температур по толщине фланца корпуса ЦВД (она не должна превосходить $70\text{—}80^\circ\text{C}$), осевой сдвиг ротора, относительное расширение роторов, прогиб ротора ЦВД (он не должен превосходить $0,05 \text{ мм}$), разность температур верхней и нижней образующих корпуса ЦВД (она не должна превышать 50°C), температура выходных патрубков ЦНД (она должна быть не более 70°C), разность температур фланцев по сторонам корпусов (не должна превосходить $25\text{—}30^\circ\text{C}$), температура баббитовой заливки опорных подшипников (не более 100°C), температура масла на входе ($40\text{—}45^\circ\text{C}$) и на выходе (около 65°C) подшипников, вибрация корпусов подшипников и некоторые другие параметры.

При работе турбины на холостом ходу осуществляют проверку автомата безопасности без повышения частоты вращения, а когда необходимо — с повышением частоты вращения.

В процессе разворота турбины выдерживается в соответствии с графиком-заданием (рис. 14.14) температура пара перед проточными частями ЦВД и ЦНД. Для управления температурой перед ЦНД используют регулятор расхода свежего пара, идущего на вторую ступень СПП. К концу режима холостого хода давление в конденсаторе снижается до $10\text{—}14 \text{ кПа}$.

После проверки всех систем генератор синхронизируется с сетью, включается в сеть и сразу берется начальная нагрузка с тем, чтобы обеспечить охлаждение выходных патрубков ЦНД увеличенным расходом пара. Далее набор мощности осуществляется по графику. Во время набора мощности контролируются все перечисленные выше показатели надежной работы. По мере прогрева турбины закрывают дренажи.

С увеличением мощности турбины давления в ней повышаются, и на определенном этапе появляется возможность перевода питания деаэраторов, питательных насосов и другого оборудования с постороннего источника на пар от «собственной» турбины.

При нагрузке главной турбины около 40% номинальной приводная турбина, работающая на паре из коллектора собственных нужд, переводится на питание паром после СПП. Температура пара за СПП, как правило, на $60\text{—}70^\circ\text{C}$ выше, чем температура его в коллекторе собственных нужд. Поэтому во избежание появления высоких температурных напряжений в деталях приводной турбины перевод питания необходимо осуществлять достаточно медленно (в течение примерно 30 мин). При еще большей нагрузке (примерно $60\text{—}65\%$ номинальной) пар в коллектор собственных нужд начинает поступать от турбины, снабжая деаэраторы и связанные с ними устройства.

При нагрузке главной турбины более 50% к ней подключается система регенерации высокого давления. После взятия полной нагрузки энергоблок переходит в режим нормальной эксплуатации.

14.8. ОСТАНОВКА ТУРБИНЫ И ЕЕ ПУСК ИЗ ГОРЯЧЕГО И НЕОСТЫВШЕГО СОСТОЯНИЙ

14.8.1. Явления, возникающие в турбине при снижении нагрузки и остановке

При снижении расхода пара через турбину в ее проточной части изменяются давление и температура. Наиболее сильное влияние на режим остановки турбины оказывает изменение температуры, особенно для неблочных турбин, а также для тех блочных турбин, снижение нагрузки которых осуществ-

ляется при номинальном давлении свежего пара. Если снижение нагрузки производить скольжением начального давления без изменения начальной температуры пара, то температура в проточной части изменяется также мало.

Изменение температуры в проточной части турбины приводит к тем же явлениям, какие возникают и при ее пуске: появляется несовместность тепловых расширений отдельных деталей, а в них самих возникают температурные напряжения. Однако при остановке турбины эти явления проявляются специфически, поэтому они требуют отдельного рассмотрения.

Наиболее опасным явлением при остановке турбины является относительное сокращение ротора, основной причиной которого является поступление в камеру регулирующей и последующих ступеней пара пониженной температуры. Ротор, омываемый паром по большой поверхности и с высокой интенсивностью, быстро охлаждается и сокращается. Корпус турбины, имеющий гораздо большую массу и экранированный во многих случаях обоями, охлаждается хуже, поэтому отстает от ротора в своем сокращении.

Кроме того, при нормальной работе турбоагрегата значительная часть длины уплотнения омывается горячим паром (рис. 14.15, а), поступающим из камеры первой ступени ЦВД или ЦСД. При уменьшении нагрузки эта часть уплотнения начинает обтекаться паром все более низкой температуры, а при отключении генератора турбины от сети (рис. 14.15, б) поверхность ротора начинает омываться относительно холодным паром (140—160 °С), поступающим из деаэратора. Если учесть, что длина передних концевых уплотнений ЦВД иногда составляет половину длины ротора, то даже небольшое охлаждение ротора приведет к его сильному сокращению. При неправильной технологии остановки сокращение передней части ротора может достигнуть недопустимого значения.

Главным способом уменьшения относительного сокращения ротора при разгрузке и выбеге турбины является подача на уплотнения пара повышенной температуры.

Постепенное закрытие регулирующих клапанов приводит к неравномерному подводу пара по окружности камеры регулирующей ступени, а если клапаны неодинаково открыты, то пар, поступающий из сопел регулирующей ступени, будет иметь разную температуру. Это вызовет неравномерное охлаждение корпуса, его коробление и задевания ротора о неподвижные детали.

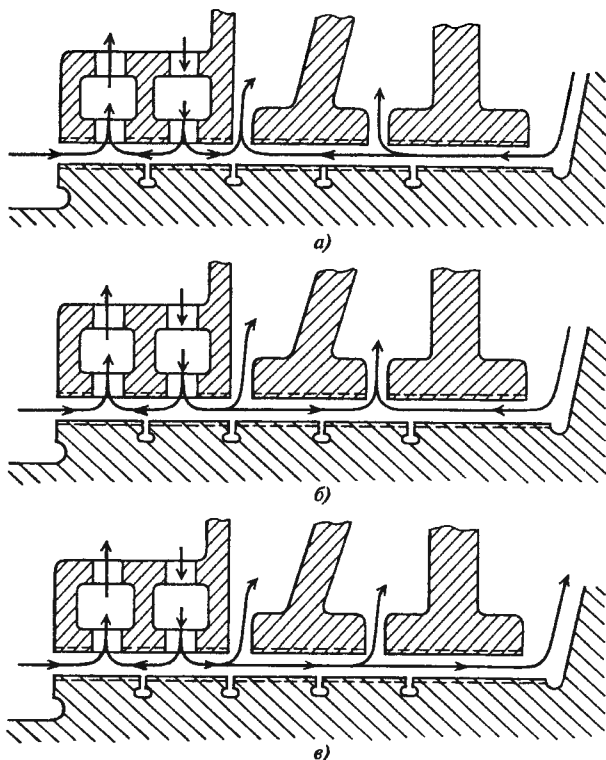


Рис. 14.15. Изменение направления потоков пара в концевом уплотнении ЦВД при остановке турбины:

а — работа под нагрузкой; б — то же на холостом ходу; в — то же под вакуумом

Весьма опасны и температурные напряжения, особенно в роторе и корпусе турбины, возникающие из-за быстрого охлаждения поверхностей этих деталей. Возникающие на поверхности детали напряжения являются растягивающими, и они более опасны, чем напряжения сжатия, появляющиеся при неравномерном нагреве, поскольку они в большей степени способствуют возникновению и развитию трещин.

14.8.2. Остановка турбины в горячий резерв

При остановке турбины в горячий резерв предполагается ее пуск после относительно короткого времени. Как правило, это остановки на ночь или на субботу и воскресенье.

При остановке турбины в горячий резерв необходимо сохранить ее температуру как можно более высокой, так как это не только сократит и облегчит последующий пуск турбины, но и уменьшит потери теплоты на нагрев ее деталей до номинальной температуры. С этой точки зрения наилучшим способом остановки турбины был бы мгновенный сброс нагрузки. В этом случае не происходило бы

охлаждения турбины во время разгрузки. Сброс любой нагрузки, особенно полной, является очень серьезным испытанием для турбины, поэтому как способ остановки он вообще неприемлем. Можно говорить об очень быстрой разгрузке турбоагрегата и отключении его от сети. Однако мощность многих турбоагрегатов в настоящее время настолько велика, что может составлять значительную долю мощности энергосистемы, в которой они работают. Быстрое исключение из работы значительной мощности в этом случае может привести к неустойчивости работы всей энергетической системы. Поэтому такой способ не применяется.

Для конденсационных турбоустановок неблочного типа, а также энергоблоков, работающих с постоянным начальным давлением свежего пара, разгрузка турбины ведут путем постепенного закрытия регулирующих клапанов (с помощью механизма управления). В процессе разгрузки необходимо в соответствии с местной инструкцией при уменьшении давления в отборах производить отключение сетевых подогревателей и ПВД, уменьшать число работающих конденсатных насосов.

В предусмотренный момент времени необходимо перевести уплотнения ЦВД и ЦСД на питание горячим паром. Особенно внимательно нужно следить за относительным сокращением ротора. Если, несмотря на все принимаемые меры, сокращение ротора приближается к опасному пределу, необходимо прекратить разгрузку, а возможно, даже увеличить нагрузку.

При уменьшении расхода пара в конденсатор на определенном этапе должен включаться в работу клапан рециркуляции, направляющий часть конденсата обратно в конденсатор. Следует убедиться, что этот клапан действительно вступил в работу.

Снижение нагрузки обычно ведут до 15—20 % номинальной, после чего воздействием на кнопку выключения прекращают подачу пара в турбину. С этого момента турбина вращается генератором с частотой электрической сети, т.е. генератор работает в режиме двигателя. При этом происходит разогрев турбины вследствие потерь трения ротора о пар. Поэтому в короткое время, указанное в инструкции (обычно это несколько минут), необходимо убедиться, что стопорные, регулирующие и обратные клапаны на линиях отборов закрылись, а ваттметр показывает отрицательную мощность (потребление мощности из сети). После этого можно отключить генератор от сети. Может оказаться, что из-за недостаточной плотности клапанов, их зависания или других причин в турбину поступает пар.

Отключать турбогенератор в этом случае от сети запрещается, поскольку поступающего количества пара может оказаться достаточно для ее разгона. Необходимо предварительно полностью закрыть ГПЗ и ее байпас, убедиться, что пар в турбину не поступит, и только после этого отключить генератор от сети.

Остановку в горячий резерв блочных турбоустановок можно производить более рационально, уменьшая нагрузку турбины скольжением (понижением) начального давления, не сохраняя температуру свежего пара номинальной. При этом регулирующие клапаны турбины (или их часть) должны быть полностью открыты.

Перед открытием регулирующих клапанов отключают регуляторы подачи топлива и воздуха в котел блока. В процессе открытия клапанов нагрузка турбины практически не изменяется, так как она определяется зафиксированным режимом котла. Температура пара перед турбиной может, однако, несколько возрасти за счет уменьшения дросселирования пара в регулирующих клапанах. Необходимо следить за температурой свежего пара и при необходимости воздействовать на нее впрысками конденсата в паропровод или регулированием подачи топлива и воздуха в котел.

При уменьшении нагрузки снижается температура пара за промежуточным пароперегревателем. Однако это понижение не должно быть больше 20—25 °С. Дальнейшее разгрузку блочной турбины ведется постепенным уменьшением подачи топлива в котел, вследствие чего уменьшается давление свежего пара перед турбиной.

В блочной установке ряд ее элементов питается паром из отборов турбины. Поэтому на определенном этапе остановки, когда возможности турбины для этого исчерпываются, необходимо переходить на питание паром от других источников. Это относится к деаэратору и питательному турбонасосу. При снижении нагрузки деаэратор сначала переводят на питание паром из отбора с более высоким давлением (если он имеется), а затем — от постороннего источника.

Если питательная установка блока состоит из электропитательного и турбопитательного насосов, то при уменьшении давления в отборе для приводной турбины переходят на питательный электронасос. При нагрузке, меньшей 30 % (для блоков на сверхкритические параметры пара), включают в работу БРОУ для того, чтобы избыточный пар, вырабатываемый котлом, направлять в конденсатор в обвод турбины.

Разгрузка блока производится также до 15—20 % номинальной мощности, определяемой устойчивостью температуры свежего пара и пара промежуточного перегрева при малых расходах топлива. Сброс остаточной нагрузки производится кнопкой отключения турбины. Непосредственно перед отключением турбины прекращают подачу топлива в котел, который вследствие своей высокой теплоаккумулирующей способности в течение нескольких минут продолжает вырабатывать пар. Тем самым частично возмещаются затраты топлива на разогрев котла и трубопроводов при пуске. После отключения турбогенератора от сети начинается выбег ротора, при котором частота вращения изменяется от номинальной до нуля.

14.8.3. Выбег ротора

Выбег ротора — это важный эксплуатационный этап, позволяющий в определенной степени судить об исправности турбоагрегата. Во время выбега обязательно снимается кривая выбега — зависимость частоты вращения от времени (рис. 14.16). Замедление частоты вращения при выбеге происходит из-за трения лопаток и дисков о пар, из-за вентиляции пара лопаточным аппаратом и из-за трения в масляном слое подшипников. Полученная кривая выбега сравнивается с нормативной кривой, снятой после первых 200—300 ч работы (после приработки всех деталей турбины). Как нормативную, так и все остальные кривые выбега снимают при одном и том же постоянном давлении в конденсаторе, поскольку вентиляционные потери в турбине в значительной степени зависят от плотности среды, в которой вращается ротор турбины.

Время полного выбега современных турбин в зависимости от мощности составляет 20—40 мин. При отклонении выбега по сравнению с норматив-

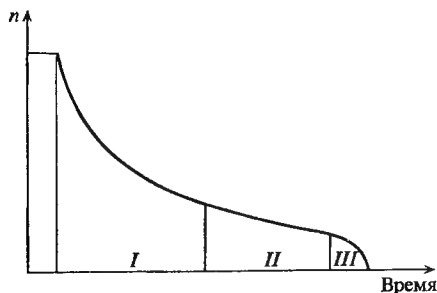


Рис. 14.16. Кривая выбега турбины:

I — зона влияния вентиляционных потерь; *II* — зона влияния жидкостного трения в подшипниках; *III* — зона полусухого трения в подшипниках

ным более чем на 2—3 мин необходимо выяснить причины отклонения и принять соответствующие меры. Уменьшение времени выбега свидетельствует о появлении повышенного трения в подшипниках или задеваний в проточной части и уплотнениях. Поэтому в процессе выбега необходимо периодически «прослушивать» турбину, чтобы обнаружить возможные задевания. Увеличение времени выбега, как правило, свидетельствует о неплотности стопорных или регулирующих клапанов или клапанов на линиях отборов.

В процессе выбега ротора на турбине производится ряд операций. Поскольку в этот период система регулирования уже не работает, отпадает необходимость в использовании мощных насосов, обеспечивающих систему регулирования. Эти насосы отключают. Если системы смазки и регулирования работают от одного насоса, расположенного на валу турбины, то в работу включается сначала пусковой масляный электро- или турбонасос, а затем резервный насос смазки малой мощности.

Для исключения возможной конденсации пара в остывающих в последующем перепускных трубах ЦВД и паропроводах промежуточного перегрева необходимо при закрытой ГПЗ через вентили обеспаривания выпустить пар из тракта промежуточного перегрева, а через дренажи — из перепускных труб ЦВД.

Далее при остановке турбины в горячий резерв необходимо принять все возможные меры для сохранения теплоты в паропроводе и в котле. Для этого закрываются все дренажи и задвижки, через которые возможен отток теплоты.

После остановки ротора турбины необходимо во избежание его теплового прогиба немедленно включить ВПУ.

Последними операциями по остановке турбины являются прекращение подачи пара на эжекторы и уплотнения, остановка питательного насоса после предварительной подпитки котла, конденсатных насосов (после достаточного охлаждения охладителей пара эжекторов), циркуляционных насосов (при температуре выходного патрубка ниже 50 °С и непоступлении пара в конденсатор) и прекращение подачи пара от постороннего источника на деаэратор.

14.8.4. Остановка турбины с охлаждением

Остановка турбины с охлаждением (расхолаживанием) производится в тех случаях, когда предусматриваются работы, которые не могут быть проведены на горячей турбине. К таким работам отно-

сятся текущие и капитальные ремонты, при проведении которых необходимо вскрывать цилиндры. Прекращение вращения ротора турбины валоповоротным устройством, подача масла к подшипникам и снятие изоляции допускаются как по техническим причинам, так и по соображениям техники безопасности при температуре турбины ниже 200 °С.

Если производить остановку ранее описанным способом с сохранением постоянной температуры горячих частей турбины, то, поскольку современные турбины остывают со скоростью 60—70 °С в сутки, потребовалось бы 6—7 сут для остывания до допустимой температуры. Необходимость в полном остывании возникает не только при капитальных, но и при частичных ремонтах системы маслоснабжения, подшипников, паровпускных частей турбины, одним словом, тогда, когда подача масла на подшипники или вращение ротора валоповоротным устройством не могут быть прекращены или когда этого требует техника безопасности.

Основная идея проведения остановки блочной турбины с расхолаживанием состоит в том, что турбина постепенно охлаждается протекающим через нее паром понижающейся температуры; при этом также уменьшают начальное давление пара. Основная трудность в осуществлении режима расхолаживания состоит в том, что не все котлы могут выдавать пар требуемых параметров. Выше отмечалось, что для исключения попадания в турбину влажного пара (это вызовет резкое понижение температуры металла турбины) необходимо иметь перегрев его по отношению к температуре насыщения. Поэтому вместе со снижением температуры пара следует снижать и его давление. Эта операция сравнительно просто осуществляется на блоке с барабанным котлом. Весь тракт прямооточного котла, как уже упоминалось, должен работать под давлением, которое не может быть сильно снижено по соображениям его надежности, поэтому на блоках с такими котлами возможно лишь ограниченное снижение температуры пара. В некоторых случаях расхолаживание турбины ведут путем прикрытия регулирующих клапанов при поддержании номинальных параметров пара, но при снижении паропроизводительности котла.

При остановке турбины с расхолаживанием в результате постепенного охлаждения со скоростью 0,5—0,7 °С/мин удастся довести температуру турбины за 5—7 ч до 360—370 °С. Все рассмотренные выше операции по остановке оборудования блока остаются прежними. Продолжительность естественного остывания турбины после разгрузки турбины с расхолаживанием еще до температуры 150—180 °С

составляет дополнительно 5—7 сут. Поэтому постоянно ведутся поиски рациональных, относительно быстрых способов расхолаживания турбин с тем, чтобы сократить до минимума период от отключения генератора от сети до начала ремонта.

14.8.5. Аварийная остановка турбоагрегата

При возникновении на турбоагрегате аварийного положения дежурный персонал должен действовать в соответствии с противоаварийной инструкцией, в которой содержится перечень основных аварийных ситуаций и приведены меры по их ликвидации.

При ликвидации аварийных положений дежурный персонал должен особенно внимательно наблюдать за основными показателями работы турбины, к которым относятся: частота вращения, электрическая мощность, параметры свежего пара и пара промежуточного перегрева, вакуум в конденсаторе, уровень вибрации турбоагрегата, осевое положение ротора и положение роторов относительно соответствующих корпусов, давление масла в системах регулирования и смазки, уровень масла в масляном баке, температура масла на входе в подшипники и выходе из них.

Аварийная остановка турбоагрегата производится путем немедленного прекращения подачи пара в турбину. При этом различают аварийную остановку без срыва вакуума, т.е. без его резкого ухудшения, и со срывом вакуума, при котором в выходную часть турбины и конденсатор впускают атмосферный воздух через специальную электрозадвижку (см. поз. 15 на рис. 14.2).

При срыве вакуума плотность среды в ЦНД резко возрастает, и это приводит к быстрому замедлению частоты вращения ротора при прекращении подачи пара и отключении генератора от сети. При срыве вакуума динамические напряжения в рабочих лопатках возрастают в несколько раз, поэтому регулярные остановки с использованием срыва вакуума ведут к накоплению в них повреждений. Кроме того, при срыве вакуума происходит разогрев выходного патрубка и появляется возможность расцеитровок и вибрации. Поэтому использование срыва вакуума допустимо лишь в аварийных ситуациях, действительно требующих этого.

Срыв вакуума необходим и при увеличении частоты вращения сверх допустимой, при гидравлическом ударе, при котором может произойти выплавление заливки колодок упорного подшипника, при резком осевом сдвиге ротора, при чрезмерном относительном удлинении роторов, при появлении искр из концевых уплотнений, свидетельствующих о

сильных задеваниях, при которых может произойти прогиб ротора.

Внезапное понижение уровня масла в баке при невозможности его восстановления требует быстрой остановки во избежание срыва масляных насосов и нарушения маслоснабжения. Срочные меры по остановке ротора следует предпринять при возникновении пожара или его серьезной угрозе.

При аварийной остановке со срывом вакуума необходимо прекратить доступ пара в турбину с помощью кнопки выключения и потребовать остановки котла (при блочной схеме турбоустановки). При этом пар, вырабатываемый некоторое время котлом, в силу его большой аккумулирующей способности нельзя сбрасывать в конденсатор через БРОУ. Его выпускают в атмосферу через предохранительные клапаны паропроводов. Далее необходимо убедиться в том, что турбина надежно отключена от паропроводов и не вырабатывает мощности; только после этого можно отключить генератор от сети. Затем открывают задвижку срыва вакуума и отключают эжектор.

Далее, если ГПЗ и ее байпас не закрыты, то их следует закрыть, для того чтобы случайные неправильные действия персонала или неполадки в системе регулирования не привели к открытию регулирующих клапанов и разгону турбины. Необходимо обеспечить нормальную работу системы смазки (проверить включение пусковых или резервных масляных насосов), конденсатных насосов (включить рециркуляцию в конденсатор), деаэратора (перевести его на работу паром от постороннего источника). Дальнейшая остановка ведется обычным способом.

При возникновении аварийного положения, не предусмотренного противоаварийной инструкцией, персонал должен действовать быстро, но продуманно. Прежде всего надо уяснить, что же произошло. Для этого необходимо быстро собрать всю возможную информацию, имеющую отношение к аварии, и мысленно представить себе процесс развития аварии. Это позволит предположить причину возникновения аварии. Очень большую пользу при этом оказывает знание конкретной турбины, ее особенностей и истории эксплуатации. Конечно, все это надо делать быстро, иногда в считанные секунды. Приняв решение, необходимо приступить к ликвидации сначала последствий, а затем причин аварии.

14.8.6. Остывание турбины и элементов блока при остановке в горячий резерв

После полного выбега ротора и включения в работу ВПУ начинается процесс естественного остыва-

ния турбины и других элементов турбоустановки. *В период остывания прекращение вращения ротора и подачи масла на подшипники турбины не допускается.* Обычно в течение первых 8 ч ротор вращается ВПУ при действующем гидроподъеме непрерывно, а в дальнейшем ротор периодически (с увеличивающимся периодом) поворачивают на 180°. Прекращение вращения ротора недопустимо из-за его неравномерного остывания и появления теплового прогиба. Подача масла к подшипникам необходима, во-первых, для уменьшения трения в подшипниках при вращении ротора ВПУ и, во-вторых, для снятия теплоты, аккумулированной в турбине при ее работе и притекающей к подшипникам при ее остановке.

При остывании хорошо изолированной турбины интенсивность теплообмена между окружающим воздухом и турбиной очень мала. Поэтому опасные температурные напряжения в ее деталях не появляются. *Наибольшую опасность представляют временные деформации корпуса турбины, возникающие вследствие неравномерного остывания.*

Наиболее серьезные последствия связаны с появлением разности температур между верхней и нижней образующими корпуса. Это приводит к выгибу корпуса стрелой вверх. Разность температур возникает из-за недостаточности или некачественности изоляции низа корпуса, более интенсивного отвода теплоты от низа корпуса, в том числе по патрубкам отборов, негерметичности обшивки турбины.

14.8.7. Уход за остановленной турбиной

За остановленной турбиной необходим тщательный уход. Наибольшую опасность для остановленной турбины и некоторых других элементов турбоустановки представляет стояночная коррозия.

Основной причиной коррозии является одновременное присутствие влаги и воздуха, поэтому при остановке турбины должны быть приняты меры для исключения их одновременного попадания в нее. Для этого паропровод, подводящий пар к турбине, снабжается специальным вентилем обеспаривания, который сообщает паропровод с атмосферой сразу же после остановки турбины. Камера регулирующей ступени турбины, камеры отборов, паровые коробки регулирующих клапанов, перепускные трубы (от стопорных клапанов к регулирующим) также должны быть сообщены с атмосферой во избежание скопления конденсата, который может испаряться и через неплотности арматуры попадать в турбину.

При остановке турбины в длительный резерв принимаются дополнительные меры. Турбина с по-

мощью заглушек надежно отключается от всех паропроводов, по которым в нее может проникнуть пар: от паропроводов свежего пара, паропроводов отборов, регенеративных подогревателей и т.п. Вал турбины дополнительно уплотняется шнуром, а в паровое пространство конденсатора устанавливаются противни с хлористым кальцием для поглощения влаги. Особая забота проявляется по отношению к шейкам подшипников: для создания защитного слоя масла не реже 1 раза в неделю через подшипники прокачивается масло, а ротор поворачивается валоповоротным устройством на несколько оборотов.

Еще более эффективным средством борьбы со стояночной коррозией является консервация турбины.

14.8.8. Пуск неблочной ПТУ из горячего и неостывшего состояний

Если при пуске неблочной турбины из холодного состояния основная трудность состоит в том, что поступающий в нее пар имеет слишком высокую температуру по сравнению с температурой металла, то при пуске из горячего и неостывшего состояний возникает другая трудность: свежий пар может иметь более низкую температуру, чем турбина. Связано это с тем, что, как правило, за время простоя паропровод и арматура на нем (магистральная задвижка, ГПЗ, стопорный и регулирующие клапаны) остывают быстрее, чем сама турбина. Поэтому свежий пар, поступающий из станционного коллектора и проходящий по паропроводу в турбину, остывает.

Поступление охлажденного пара в турбину нежелательно по следующим основным причинам:

1) быстрое охлаждение ротора относительно корпуса приводит к сокращению ротора и уменьшению входных осевых зазоров в проточной части;

2) охлаждение ротора и корпуса турбины происходит неравномерно по толщине, и в них возникают дополнительные температурные напряжения, циклическое повторение которых способствует появлению трещин термической усталости;

3) охлаждение турбины приводит к необходимости повышать ее температуру в дальнейшем, что вызывает ограничение по скорости набора нагрузки.

Перечисленные обстоятельства позволяют сформулировать принципы, на которые необходимо опираться при проведении пусков неблочных турбин из неостывшего и горячего состояний:

1) температура свежего пара должна иметь номинальное значение;

2) паропроводы свежего пара и вся установленная на них арматура должны быть тщательно прогреты для того, чтобы не происходило остывания движущегося по ним пара;

3) должны быть исключены все источники охлаждения трубопроводов, арматуры и деталей турбины. В частности, становится совершенно недопустимой подача на уплотнения относительно холодного пара из уравнивательной линии деаэраторов, поскольку в отсутствие потока теплоты по валу от пара, протекающего через турбину, происходят охлаждение ротора и его опасное сокращение;

4) если по условиям температурного состояния невозможно подать в турбину пар с более высокой температурой, чем температура металла, то разворот турбины и взятие начальной нагрузки необходимо производить как можно быстрее, с тем чтобы не охладить детали и не вызвать опасного сокращения ротора.

Порядок пуска ПТУ из горячего и неостывшего состояний принципиально не отличается от пуска из холодного состояния. Отличие состоит в длительности и порядке проведения отдельных операций, которые должны обеспечить безопасный пуск и минимальные расход энергии на собственные нужды и пусковые потери теплоты.

Перед пуском турбоустановки обязательно следует убедиться в отсутствии чрезмерной разности температур между верхом и низом корпуса ЦВД, которая может возникнуть при остывании турбины. Если она превышает предельно допустимую, то пуск турбины запрещается. Точно так же необходимо проследить за положением ротора относительно корпуса, поскольку при простое ротор может чрезмерно сократиться.

Пуск ПТУ осуществляется в соответствии с пусковым графиком.

Прогрев паропровода при пусках из горячего и неостывшего состояний не требует много времени, поэтому начинать подготовительные операции целесообразно с пуска конденсационной установки. В процессе пуска конденсационной установки и прогрева паропроводов выполняют проверку системы защиты и регулирования.

После проверки работы ВПУ необходимо, сделав соответствующие переключения в схеме подачи пара на уплотнения, включить его и подать на «горячие» уплотнения горячий пар, на «холодные» — холодный. Затем включить в работу эжектор уплотнений.

Разворот, синхронизация и начальное нагружение производятся точно так же, как и при пуске из холодного состояния, за исключением того, что их

ни в коем случае нельзя задерживать. Необходимо четко усвоить, что если при пуске из холодного состояния задержка не представляет опасности для турбины и влечет только перерасход топлива, то при пуске из горячего и неостывшего состояния задержка вызывает опасность задеваний из-за сокращения ротора, дополнительные температурные напряжения и ограничивает скорость набора нагрузки на последующих этапах.

Быстрому развороту и набору нагрузки способствуют отсутствие конденсации в корпусе турбины и невозможность хрупкого разрушения ротора, поскольку его температура значительно выше критической температуры хрупкости.

Хотя турбину следует разворачивать и нагружать как можно скорее, это необходимо делать не в ущерб проверкам состояния ее проточной части и систем защит. В процессе пуска эти системы должны тщательно проверяться, а турбина «прослушиваться».

14.8.9. Пуск блоков из горячего и неостывшего состояния

Трудности, возникающие при пуске из неостывшего и горячего состояний блочных турбинных установок, в общем не отличаются от трудностей, возникающих при таких же пусках для неблочных турбин. Основная сложность состоит в необходимости поддержания соответствия температуры пара температуре металла отдельных узлов блока.

Мощные блоки выполняются с промежуточным перегревом пара (в отличие от неблочных турбин), и поэтому при пусках из горячего и неостывшего состояний приходится заботиться не только о ЦВД, но и о ЦСД.

На рис. 14.17 упрощенно показана схема паропроводов свежего пара и паропроводов промежуточного перегрева, на которой указаны типичные значения температур металла отдельных узлов турбоустановки после остановки блока на 8 ч. Видно, что за это время меньше всего остыли корпуса ЦВД и ЦСД, а сильнее всего паропроводы «горячего» промежуточного перегрева и перепускные трубы ЦВД. Это обстоятельство серьезно усложняет технологию пуска.

Действительно, если температура металла ЦВД составляет 480 °С, то в турбину следует подавать пар с температурой 530 °С. Если в процессе пуска удастся установить за котлом эту температуру, а затем открыть байпас ГПЗ для толчка ротора, то в турбину будет поступать пар, сильно охлажденный из-за дросселирования в байпасе ГПЗ и из-за протекания

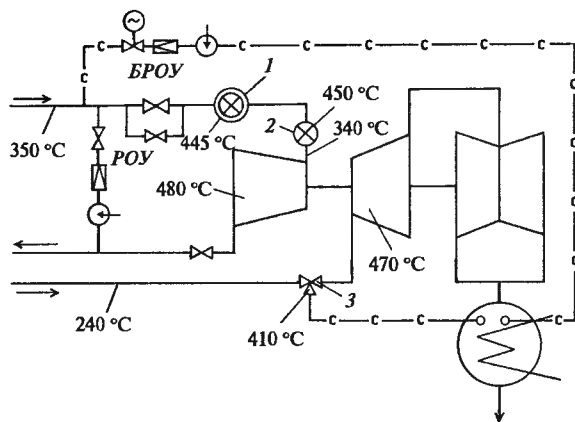


Рис. 14.17. Пусковая схема с одной БРОУ и РОУ для пуска из горячего состояния:
1—3 — стопорный, регулирующий и сбросной клапаны соответственно

кания по холодным паропроводам. Чтобы учесть это обстоятельство, можно поднять температуру перед ГПЗ еще выше (но не выше номинальной). В этом случае детали ЦВД могут оказаться в безопасности. Однако другие элементы паропровода, в частности значительно остывшие корпуса стопорного и регулирующего клапанов, перепускные трубы, окажутся под воздействием слишком высокой для них температуры. Тракт от ГПЗ до закрытых регулирующих клапанов необходимо прогревать отдельно. При этом открытие байпаса должно производиться вполне определенным образом, т.е. так, чтобы не охладить корпус стопорного клапана (поскольку в дальнейшем его придется нагревать), но и не разогревать паропроводы за ГПЗ с опасной скоростью. Аналогичное положение возникает и при прогреве регулирующих клапанов, расположенных за ними перепускных труб и собственно турбины. Это приводит к тому, что выполнить все требования в полной мере без значительного увеличения пусковых потерь становится невозможным. Поэтому на практике реализуют компромиссный вариант, при котором обеспечивается надежность всех элементов схемы с точки зрения температурных напряжений при небольшом, однако, охлаждении ЦВД. Последнее обстоятельство крайне нежелательно из-за относительного сокращения ротора, но не опасно при достаточно быстром пуске.

Таким образом, тщательное поддержание режима при пусках из горячего состояния является неременным условием безопасной и долговечной работы оборудования.

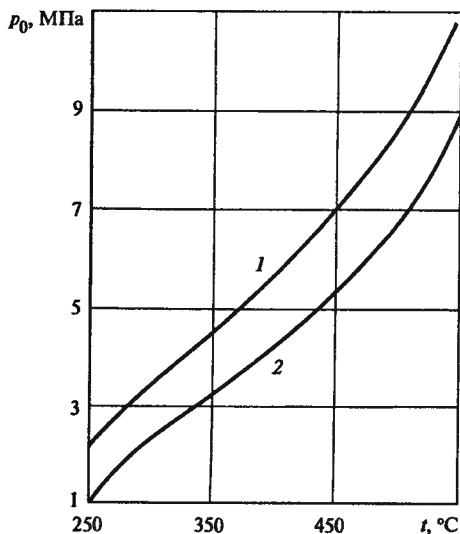


Рис. 14.18. Давление свежего пара за котлом в зависимости от температуры, необходимой для подачи пара в турбину:

1 — для прямоточного котла; 2 — для барабанного котла

Выше, говоря о необходимости получения перед ГПЗ пара с почти номинальной температурой, мы не рассматривали технические возможности котла. Получить такой пар за котлом можно лишь при достаточно большом давлении. Например (рис. 14.18), для получения пара с температурой 560 °С необходимо иметь давление за барабанным котлом примерно 9 МПа, а за прямоточным — более 10 МПа. Таким образом, приведение ротора во вращение и нагружение при пуске блока из горячего состояния происходят при значительно больших давлениях и температурах, чем при пуске из холодного состояния. Это приводит к тому, что холостой ход и малые нагрузки турбины обеспечиваются при малой степени открытия регулирующих клапанов, что вызывает сильное дросселирование пара в клапане и снижение его температуры. Иногда даже при превышении температуры пара и перепускных труб на 50—100 °С по отношению к температуре металла турбин в результате дросселирования при частичном открытии клапана температура металла оказывается все же выше температуры поступающего пара.

Радикальной мерой борьбы с охлаждением пара из-за дросселирования является начальное нагружение турбины не путем постепенного открытия регулирующих клапанов, а путем увеличения паропроизводительности котла и параметров за ним. Кроме того, когда охлаждение цилиндра по

ряду причин становится неизбежным, необходимо разворот, синхронизацию и начальное нагружение вести достаточно быстро, в строгом соответствии с графиком-заданием.

Повышенные параметры пара перед началом вращения ротора и при начальном нагружении требуют усиленной форсировки котла. В пусковых схемах с двумя обводами (см. рис. 14.3, а) повышенная форсировка не вызывает особых сложностей, так как пар, проходящий через БРОУ-2, охлаждает промежуточный пароперегреватель. В схеме с одним обводом для охлаждения промежуточного пароперегревателя используют РОУ (см. рис. 14.17), подводящую пар из паропроводов свежего пара. Одновременно при этом производят прогрев тракта промежуточного перегрева.

Как и при пуске из холодного состояния, в пусковых схемах с прямоточными котлами важное значение имеет этап перехода на номинальное давление свежего пара (перевода давления). Однако если при пусках из холодного состояния следовало опасаться за прочность регулирующих клапанов и расположенных за ними перепускных труб, то при пусках из горячего и неостывшего состояний перевод давления вызывает опасность охлаждения паровпускной части ЦВД.

На рис. 14.19 точка А изображает состояние пара перед полностью открытыми регулируемыми кла-

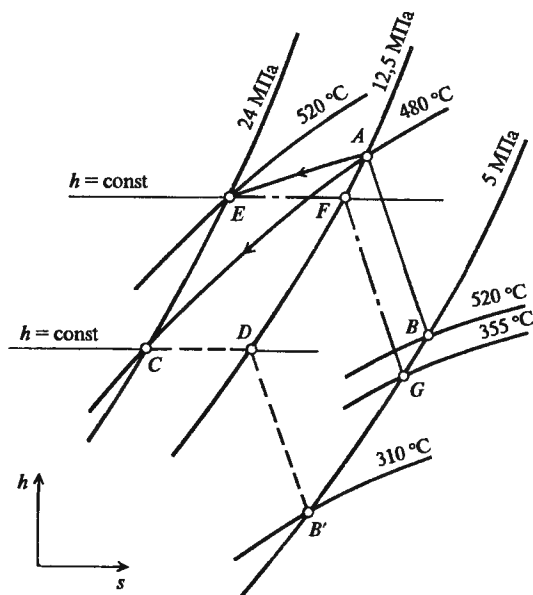


Рис. 14.19. Изменение температуры в камере регулирующей ступени при переводе давления

панам перед переводом давления, когда температура достигла 480 °С, а давление 12,5 МПа. Линия *AB* отражает процесс расширения пара в регулирующей ступени. Если для перевода давления быстро и одновременно прикрыть все регулирующие клапаны и тем самым при неизменной температуре поднять давление до 24 МПа (переместиться в точку *C*), то протекающий через регулирующие клапаны пар сначала будет дросселироваться (линия *CD*), а затем расширяться в регулирующей ступени (линия *DB'*) до прежнего давления, составляющего 5 МПа (поскольку расход пара не изменился). В результате этого в камеру регулирующей ступени будет поступать пар с температурой 310 °С, т.е. на 60 °С меньшей, чем до перевода давления. Если вместе с повышением давления до 24 МПа увеличить и температуру пара за котлом, скажем, до 520 °С, то процесс расширения пойдет по линии *EFG* и в камеру регулирующей ступени будет поступать пар с температурой уже 355 °С. На практике так и поступают. К сожалению, во многих

случаях поднимать температуру пара очень быстро нельзя, так как это может привести к перегреву корпусов стопорных и регулирующих клапанов, которые к моменту начала перехода на номинальное давление могут иметь относительно низкую температуру. Поэтому процесс перевода давления достаточно длителен и может занимать 10—20 мин.

Пуск блоков из неостывшего состояния принципиально не отличается от пуска из горячего состояния. Последовательность операций при пусках из горячего и неостывшего состояний такая же, как и при пусках из холодного состояния. Основные отличия связаны с необходимостью очень тщательного выполнения графиков-заданий и быстротой выполнения ряда операций, при которых происходит охлаждение элементов ЦВД: синхронизации и включения турбогенератора в сеть, набора нагрузки до получения в проточной части турбины температур, отвечающих состоянию ее металла, и перевода давления.

К главе 1—7

1. **Абрамов В.И., Филиппов Г.А., Фролов В.В.** Тепловой расчет турбин. М.: Машиностроение, 1974.
2. **Бененсон Е.Н., Иоффе Л.С.** Теплофикационные паровые турбины. М.: Энергоатомиздат, 1986.
3. **Дейч М.Е.** Газодинамика решеток турбомашин. М.: Энергоатомиздат, 1996.
4. **Дейч М.Е., Филиппов Г.А., Лазарев Л.Я.** Атлас профилей решеток осевых турбин. М.: Машиностроение, 1965.
5. **Дейч М.Е., Зарянкин А.Е.** Гидрогазодинамика. М.: Энергоатомиздат, 1983.
6. **Иванов В.А.** Режимы мощных паротурбинных установок. Л.: Энергоатомиздат, 1986.
7. **Кириллов Н.И., Иванов В.А., Кириллов А.И.** Паровые турбины и паротурбинные установки. Л.: Машиностроение, 1978.
8. **Паротурбинные установки атомных электростанций /** Под ред. Ю.Ф. Косяка. М.: Энергия, 1978.
9. **Паровые и газовые турбины: Сб. задач /** Б.М. Трояновский, Г.С. Самойлович, В.В. Нитусов, А.И. Занин. М.: Энергоатомиздат, 1987.
10. **Самойлович Г.С.** Гидроаэромеханика. М.: Машиностроение, 1990.
11. **Самойлович Г.С., Трояновский Б.М.** Переменные и переходные режимы работы в паровых турбинах. М.: Энергия, 1982.
12. **Трухний А.Д.** Стационарные паровые турбины. М.: Энергоатомиздат, 1990.
13. **Трояновский Б.М.** Турбины для атомных электростанций. М.: Энергия, 1978.
14. **Тепловые и атомные электрические станции: Справочник /** Под ред. В.Г. Григорьева, В.М. Зорина. М.: Энергоатомиздат, 1989.
15. **Щегляев А.В.** Паровые турбины. Кн. 3. — 6-е изд. М.: Энергоатомиздат, 1993.

К главе 8

1. **Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации: РД 34.20.501-95.** (М-во топлива и энергетики РФ, РАО «ЕЭС России»). — 15-е изд., перераб. и доп. М.: СПО ОРГРЭС, 1996.
2. **Трухний А.Д.** Стационарные паровые турбины. — 2-е изд., перераб. и доп. М.: Энергоатомиздат, 1990.
3. **Бродов Ю.М., Савельев Р.З.** Конденсационные установки паровых турбин: Учебное пособие для вузов. М.: Энергоатомиздат, 1994.
4. **Руководящие указания по тепловому расчету поверхностных конденсаторов мощных турбин тепловых и атомных электростанций.** М.: СПО Союзтехэнерго, 1982.

5. **Методические указания по эксплуатации конденсационных установок паровых турбин электростанций.** М.: СПО Союзтехэнерго, 1986.
6. **Типовая энергетическая характеристика конденсатора 800КЦС-3 турбины К-800-240-3 ЛМЗ.** М.: СПО Союзтехэнерго, 1984.

К главам 9 и 10

1. **Бененсон Е.И., Иоффе Л.С.** Теплофикационные паровые турбины. — 2-е изд. М.: Энергоатомиздат, 1986.
2. **Веллер В.Н.** Автоматическое регулирование паровых турбин. — 2-е изд. М.: Энергия, 1977.
3. **Иванов В.А.** Регулирование энергоблоков. Л.: Машиностроение, 1982.
4. **Иванов В.А.** Режимы мощных паротурбинных установок. — 2-е изд. Л.: Энергоатомиздат, 1986.
5. **Казаиский В.Н.** Системы смазывания паровых турбин. — 2-е изд. М.: Энергоатомиздат, 1986.
6. **Кириллов И.И.** Автоматическое регулирование паровых турбин и газотурбинных установок. — 2-е изд. Л.: Машиностроение, 1988.
7. **Паровые турбины малой мощности КТЗ /** В.И. Кирюхин, Н.М. Тараненко, Е.П. Огурцова и др. М.: Энергоатомиздат, 1987.
8. **Паровые турбины сверхкритического давления ЛМЗ /** Под ред. А.П. Огурцова, В.К. Рыжкова. М.: Энергоатомиздат, 1991.
9. **Паротурбинные установки атомных электростанций /** Под ред. Ю.Ф. Косяка. М.: Энергия, 1978.
10. **Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей.** — 14-е изд. М.: Энергоатомиздат, 1989.
11. **Трояновский Б.М., Филиппов Г.А., Булкин А.Е.** Паровые и газовые турбины атомных электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1985.
12. **ГОСТ 24278-89.** Установки турбинные паровые стационарные для привода электрических генераторов ТЭС. М.: Изд-во стандартов, 1989.
13. **Щегляев А.В., Смелыницкий С.Г.** Регулирование паровых турбин. М.: Госэнергоиздат, 1962.

К главе 11

1. **Трухний А.Д., Лосев С.М.** Стационарные паровые турбины / Под ред. Б. М. Трояновского. М.: Энергоиздат, 1981.
2. **Трухний А.Д.** Стационарные паровые турбины. М.: Энергоатомиздат, 1990.
3. **Бененсон Е.И., Иоффе Л.С.** Теплофикационные паровые турбины / Под ред. Д.П. Бузина. М.: Энергоатомиздат, 1986.
4. **Паротурбинные установки атомных электростанций /** Под ред. Ю.Ф. Косяка. М.: Энергия, 1978.

К главам 12 и 13

1. **Костюк А.Г., Шерстюк А.Н.** Газотурбинные установки. М.: Высшая школа, 1979.
2. **Христин В.А., Тумановский А.Г.** Газотурбинные двигатели и защита окружающей среды. Киев: Техніка, 1983.
3. **Стационарные газотурбинные установки** / Под ред. Л.В. Арсеньева, В.Г. Тарышкина. Л.: Машиностроение, 1989.

К главе 14

1. **Трухний А.Д., Лосев С.М.** Стационарные паровые турбины / Под ред. Б.М. Трояновского. М.: Энергоиздат, 1981.
2. **Трухний А.Д.** Стационарные паровые турбины. М.: Энергоатомиздат, 1990.
3. **Бененсон Е.И., Иоффе Л.С.** Теплофикационные паровые турбины / Под ред. Д.П. Бузина. М.: Энергоатомиздат, 1986.

4. **Паротурбинные установки атомных электростанций** / Под ред. Ю.Ф. Косяка. М.: Энергия, 1978.
5. **Аркадьев Б.А.** Режимы работы турбоустановок АЭС. М.: Энергоатомиздат, 1986.
6. **Самойлович Г.С., Трояновский Б.М.** Переменные и переходные режимы в паровых турбинах. М.: Энергоиздат, 1982.
7. **Плоткин Е.Р., Лейзерович А.Ш.** Пусковые режимы паровых турбин энергоблоков. М.: Энергия, 1980.
8. **Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации: РД 34.20.501-95** (М-во топлива и энергетики РФ, РАО «ЕЭС России»). —15-е изд., перераб. и доп. М.: СПО ОРГРЭС, 1996.
9. **Основные правила обеспечения эксплуатации атомных станций.** —2-е изд. М.: РУССЛИТ, 1998.

- — — электрический ГТУ 386
- — — компрессора 372, 417
- — — механический 16, 146
- — — относительный внутренний 16, 17, 28
- — — — лопаточный 54—58, 60, 64
- — — — электрический 17
- — — — эффективный 16
- — — — тепловой камеры сгорания 385, 409
- — — цикла Карно 17
- — — — Ренкина 17
- — — электрического генератора 17, 146
- полезной работы 373, 377, 386
- полных потерь 83, 84
- потерь от переохлаждения 100
- — энергии 67, 68
- разгрузки 142
- расхода 68, 75, 82
- скольжения 99
- скорости 49, 55, 56
- Кратность охлаждения 20, 21
- Критическая скорость потока 39, 44, 77
- Критический расход потока 47, 75, 78
- Критическое давление пара 198
- отношение давлений 44, 77, 78
- сечение 44

Л

- Линия Фанно 95
- Лопатки газовых турбин 398—400, 424, 431, 435
 - двухъярусные 144
 - сварно-штампованные 118
 - фрезерованные 118
 - рабочей хвостовик — см. Хвостовик рабочей лопатки
 - конструкции 114—121

М

- Маневренность турбины 191
- Масло турбинное 263
- Механизм управления турбиной 242
- Момент крутящий на валу 123
- Мощность вентиляции 91, 92
 - внутренняя 16, 22, 180
 - максимальная 138
 - номинальная 138, 209
 - предельная однопоточной турбины 141, 142, 154
 - расчетная 139
 - ступени 52—54, 63
 - теоретическая 16
 - трения 89
 - электрическая 21, 26
 - эффективная 16
- Муфта кулачковая 137
- пружинная 137

Н

- Нагрев охлаждающей воды 218
- Нагрузка энергосистемы 188, 189
- Надежность турбины 171, 189
- АЭС 154
- Напряжение от центробежных сил лопатки 141, 142
- Насос бустерный 31, 156
 - конденсатный 29
 - масляный 263
 - — главный 11
 - питательный 29, 156
 - циркуляционный 33, 218
- Недогрев воды 25

О

- Обвод внутренний 178, 188
 - наружный 178
- Обессоливающая установка 156
- Осевые усилия 135—137
- Остановка турбины 472
- Отбор пара производственный 210
 - — промежуточный регулируемый 201—203
 - — отопительный 205, 206, 210
 - — регенеративный 25—30, 144
 - — теплофикационный 204, 210
- Относительная высота лопатки 67, 71, 72
- Относительный шаг профиля в решетке 67, 72, 73
- Отношение давлений 85, 171, 175
 - площадей 85
 - скоростей 85, 92, 93, 149
- Охлаждение газовых турбин 390, 391—396, 404—408

П

- Пар радиоактивный 128, 130
 - уплотняющий 128
- Параметры безразмерные потока 44—47
 - — геометрические относительные решеток 67
 - критического потока 44, 47, 75—80
 - пара начальные 138, 193—197
 - — сверхкритические 154
 - — скользящие 191, 192
 - — статические потока 44, 150
 - полного торможения потока 43, 44, 50
- Парогазовые установки 428—439
- Парогенератор АЭС 33
- Пароохладитель 29
- Паропровод отбираемого пара 203
 - перепускной 147
- Парораспределение дроссельное 174, 178—181, 194
 - обводное 178, 186—188
 - сопловое 145, 178, 181—186
- Перекрыша ступени 81, 83
 - — корневая 83
 - — периферийная 83
- Переменный режим работы турбины 169—200

Переохлаждение конденсата 216
 — пара 100
 Питательная вода 25, 26, 19
 Подогреватель питательной воды 155
 — регенеративный 29, 144
 — — — — — поверхностный 25, 139
 — — — — — смешивающий 25
 — сальниковый 127, 156
 Подшипник 11, 123
 — опорный 11
 — опорно-упорный 11
 — упорный 52, 136, 200
 Поршень разгрузочный 136
 Потери давления пара 147
 — энергии в соплах 49, 53
 — — — — — относительные 56
 — — — — — турбинных решетках 69—75
 — — — — — волновые 69, 71
 — — — — — кромочные 69, 70, 71
 — — — — — профильные 69, 74
 — — — — — суммарные 73
 — — — — — трения 69, 108
 — — — — — дополнительные 89, 184
 — — — — — механические 147, 180
 — — — — — от всерности 112, 113, 141
 — — — — — вентиляции 91—93
 — — — — — дросселирования 180
 — — — — — протечек пара 89, 94—99
 — — — — — трения диска и лопаточного банджа 89—91
 — — — — — с выходной скоростью 50, 55, 56
 — — — — — концевые 69, 71, 72
 — — — — — относительные 56
 — — — — — связанные с парциальным подводом пара 89, 91—94
 — — — — — течением влажного пара 89, 99—101
 — — — — — сегментные 92, 93, 108
 Приведенный (относительный) расход 45
 Промежуточный пароперегреватель 24, 147, 197
 — перегрев пара 23, 24, 146, 197
 Профили решеток МЭИ 86—88
 Профилирование лопаток 72, 143
 — — — — — методом постоянной циркуляции 110
 — меридиональных каналов 72
 — ступени с длинными лопатками по элементарным струйкам 113, 114
 Профиль лопатки направляющей 58, 59, 81, 86
 — — — — — рабочей 67, 72, 81, 84
 Пуск турбины 191, 446

Р

Работа полезная 61
 — — — — — теоретическая внешняя 14
 — располагаемая 61
 — удельная на рабочих лопатках 52, 53
 — — — — — теоретическая 53, 54
 Разгон турбины 203, 359

Расчет двухвенечной ступени (пример) 105—108
 — одновенечной ступени (пример) 102—105
 — — — — — проточной части турбины 144, 151—153
 — — — — — размеров решеток для двухвенечных ступеней 84
 — — — — — — — — — — одновенечных ступеней 81—84
 — — — — — при сверхзвуковых скоростях 84
 — ступени при изменении расхода пара 171—174
 — — — — — конденсатора 218, 219
 — турбины с дроссельным парораспределением 181
 Расширение пара в h, s -диаграмме с учетом потерь 101, 102
 — — — — — потока в косом срезе решеток 78—80
 Реактор 33
 Регенеративный подогрев питательной воды 25—28, 36
 Регенератор 374—375, 412—414
 Регулирование ГТУ 420, 421
 — — — — — мощности 191—193
 — — — — — скорости непосредственное 198
 Регулирование турбин с промежуточным перегревом пара 246
 — — — — — теплофикационных 255
 Регулятор частоты вращения 239
 Редуктор понижающий 148
 Редукционно-охладительная установка 201
 Режим работы конденсационный 202
 — — — — — переменный решеток с суживающимися каналами 75—77
 — — — — — — — — — — расширяющимися каналами 77, 78
 — — — — — по тепловому графику 202
 — — — — — электрическому графику 202
 — — — — — теплофикационный 202
 Реле осевого сдвига 261
 Решетка рабочая 66—70
 — — — — — сопловая (направляющая) 60—69
 Ротор турбины 11, 49, 52, 94, 273
 Ротора тепловое искривление 13, 126

С

Сепаратор 147
 Сепаратор-пароперегреватель 132—134
 Сепарация влаги 131
 — — — — — внешняя 131, 132
 — — — — — внутриканальная 131
 — — — — — периферийная 131
 Сервомотор 239, 254
 Сетка расходов А.В. Щегляева 76, 77
 Силы аэродинамические 51, 52
 Система автоматического регулирования 238
 — — — — — водоснабжения 143
 — — — — — защиты турбины 258
 — — — — — маслоснабжения 263—265
 — — — — — обогрева фланцев и шпилек 282, 285
 — — — — — парораспределения дроссельная 14
 — — — — — сопловая 14
 Скачок уплотнения 77, 78

Скорость выхода пара абсолютная 49, 172
 — — — действительная 49, 122, 142
 — — — относительная 48, 49, 198
 — — — теоретическая 83, 84, 173
 — звука 44, 79, 172
 — окружная рабочих лопаток 48, 55, 79
 — переносная рабочего тела 49
 — теоретическая потока в относительном движении 49, 64
 — фиктивная 55, 171
 Сопло Лавалья 47, 74, 77
 Сопловой сегмент 116, 178
 Сопротивление гидравлическое 219
 — паровое 215
 Статическая характеристика регулирования 239
 Статор турбины 11, 127, 140
 Степень неравномерности регулирования частоты вращения 240
 — нечувствительности регулирования 241
 — парциальности 66, 83, 89
 — — оптимальная 83
 — реактивности ступени 51, 57, 58
 — регенерации 374—376
 — турбулентности потока 75
 Ступень Баумана 144
 — — турбины 11, 48, 49
 — — активная 51, 55—58
 — — двухвенечная 58—62, 140
 — — камерная 122
 — — многовенечная 62
 — — одновенечная 58, 81, 140
 — — первая нерегулируемая 114, 140, 149
 — — промежуточная 11
 — — радиальная 62, 63
 — — радиально-осевая 62, 63
 — — реактивная 51, 99
 — — регулирующая 11, 114, 116, 139, 140, 145
 — — с длинными лопатками 109—114
 — — — относительно короткими лопатками 109
 Схема тепловая паротурбинной установки 28—33, 139
 — — турбинной установки АЭС 33—36

Т

Температура питательной воды расчетная 139
 Теплообменные аппараты ГТУ 411—414
 Теплоперепад использованный 16, 21, 22, 145
 — располагаемый 15, 16, 44, 140
 — — рабочих лопаток 50, 53, 59
 — — сопловых лопаток 44, 59
 Теплоперепада распределение по ступеням 147—151, 174—178
 Теплофикационный пучок 206
 Теплофикация 21
 Течение диффузорное 42
 — конфузорное 42
 Треугольник скоростей 49, 52, 56, 59

— — входной 49, 85, 173
 — — выходной 49, 170
 Труба Вентури 78
 Турбин классификация 36
 — газовых конструкции 398—403
 Турбины АЭС 33—36, 130—132, 139
 — конденсационные 138—141, 191
 — многоступенчатые 122—137
 — с двумя отопительными отборами 205, 206, 211, 212
 — — — регулируемыми отборами пара 203—205, 210, 211
 — — промежуточным регулируемым отбором пара 201—203, 207—210
 — — — противодавлением 177, 180, 181, 201
 — — — и регулируемым отбором пара 203, 204
 — теплофикационные 205—207, 209
 — типа Юнгстрем 65

У

Угол входа потока 73, 74, 111
 — выхода потока 51, 55, 140
 — отклонения потока в косом срезе 79, 80, 85
 — поворота в решетке 58, 72, 73
 — скелетный входной кромки профиля в решетке 66, 99
 Уплотнение диафрагменное 97, 98, 126
 — концевое 94, 126, 127
 — лабиринтовое 94—99
 — надбандажное 99
 — периферийное по бандажу 126
 — у корня лопаток 126, 135
 Уплотнений конструкция 126—129
 Уравнение неразрывности 39, 40, 41, 141
 — радиального равновесия 109
 — состояния 39, 40
 — сохранения энергии 39, 43, 53, 63
 — теплового баланса конденсатора 20
 — — — подогревателя 26, 31

Ф

Фикспункт 12, 315—317, 319
 Формула Бермана 218
 — Бэра 79
 — Самойловича 96
 — Уварова 111

Х

Хвостовик рабочей лопатки 120, 121
 Хорда профиля 66, 81, 84

Ц

Цикл ГТУ 371—376
 — идеальный регенеративный 25, 27
 — — тепловой с промежуточным перегревом пара 23
 — Карно 14, 17
 — Ренкина 14, 17

Ч

Частота вращения ротора 48, 50, 139

Часть высокого давления 201—212

— низкого давления 202—212

— среднего давления 204

Число лопаток 107, 108

— Маха 44, 67, 71, 72

— потоков пара 143, 153

— Рейнольдса 67, 72, 74

— ступеней 58, 148, 149

— цилиндров 154

Ш

Шаг лопаток 81

— решетки оптимальный 73

Шероховатость лопаток 74

Э

Эжектор 29, 127, 231, 232

Экономичность ГТУ 370

— турбины 17, 139, 140

Электрический генератор 156, 194

Эрозия 154

Замеченные опечатки

Страница, строка	Напечатано	Следует читать
32, 2-я снизу, левая колонка 1-я сверху (на рис. 1.29)	$\left(1 - \sum_1^z \alpha\right)$ $h_0 = 3612$	$(1 - \alpha_6 - \alpha_7)$ $h_{\text{пп}} = 3612$
61, 13-я сверху, левая колонка	$= \Delta H_{\text{п}} / E_0$	$= \Delta H_{\text{р}} / E_0$
63, формула (2.73)	$\dots + u_2^2 - u_1^2).$	$\dots - u_2^2 + u_1^2).$
377, 14-я снизу, левая колонка	Пример 12.1	Пример 12.0
397, 17-я снизу, правая колонка	P_0 / P_{α}	P_0 / P_{κ}
482, поз. 15 списка литературы левая колонка	Кн. 3 — 6-е изд.	Кн. 1, 2 — 6-е изд.